

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Ana-Marija Krizmanić

Zagreb, 2012.godina

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Željko Tuković

Student:

Ana-Marija Krizmanić

Zagreb, 2012. godina

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. Dr. sc. Željku Tukoviću na izdvojenom vremenu i na savjetima kojima mi je uvelike pomogao pri izradi diplomskoga rada.

Isto tako zahvaljujem se obitelji i dečku na podršci tijekom studija.

Ana-Marija Krizmanić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	IV
POPIS OZNAKA	V
POPIS OZNAKA	VIII
SAŽETAK.....	IX
1. UVOD.....	1
1.1. Osnovni proces u motoru	3
1.2. Turbopunjači	5
2. IZRAČUN KOLIČINE ZRAKA I DIMNIH PLINOVA	9
2.1. Izračun količine zraka	9
2.2. Određivanje količine dimnih plinova.....	10
3. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN TURBOKOMPRESORA I TURBINE	13
3.1. Termodinamički i aerodinamički proračun turbokompresora	13
3.2. Termodinamički i aerodinamički proračun turbine	22
4. NUMERIČKA SIMULACIJA STRUJANJA	30
4.1. Izrada mreže kontrolnih volumena	31
4.2. Parametri simulacije.....	34
4.3. Rezultati simulacije.....	36
5. ZAKLJUČAK.....	44
6. LITERATURA	45
PRILOZI.....	46

POPIS SLIKA

Slika 1.	Osnovni dijelovi turbostroja.....	2
Slika 2.	Djelomični presjek turbopunjača.....	6
Slika 3.	Shematski prikaz obilaznog voda.....	7
Slika 4.	Osnovne dimenzije rotora dobivene proračunom	28
Slika 5.	Rotor konstruiran u <i>SolidWorks</i> -u	28
Slika 6.	Strujni dio statora turbine	31
Slika 7.	Strujni dio rotora turbine	31
Slika 8.	Podjela volumena statora.....	32
Slika 9.	Rubni uvjeti	33
Slika 10.	Periodične granice na modelu	36
Slika 11.	Maseni protok na ulazu u stator	37
Slika 12.	Temperatura na ulazu u stator	38
Slika 13.	Temperatura na izlazu iz statora.....	38
Slika 14.	Temperatura na izlazu iz rotora.....	39
Slika 15.	Apsolutna brzina na izlazu iz statora.....	39
Slika 16.	Polje brzine na statoru	40
Slika 17.	Polje brzine na ulazu u rotor.....	40
Slika 18.	Polje brzine na rotoru	41
Slika 19.	Presjek polja tlaka kroz turbinu	42
Slika 20.	Smjer apsolutne brzine na izlaznom djelu turbine	42
Slika 21.	Radijalni presjek rotora	43

POPIS TABLICA

Tablica 1. Parametri za konstruiranje rotora [5].....	16
Tablica 2. Dimenzije turbinskog rotora.....	27
Tablica 3. Rezultati proračuna i simulacije	36

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

1. Konceptualni crtež uzdužnog presjeka turbine

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
a_{01}	m/s	Zaustavna brzina zvuka na ulazu u rotor turbokompresora
a_1	m/s	Brzina zvuka na ulazu u rotor turbokompresora
a_2	m/s	Brzina zvuka na izlazu iz rotora turbokompresora
a_{2d}	m/s	Statička brzina zvuka na radijusu r_{2d}
A_4	m^2	Površina ulaznog presjeka rotora
A_6	m^2	Površina izlaznog presjeka rotora
b_2	m	Širina kanala na izlazu iz rotora turbokompresora
b_4	m	Visina lopatica na ulazu u rotor turbine
b_6	m	Visina lopatica na izlazu iz rotora turbine
c	m/s	Apsolutna brzina zraka na izlazu iz rotora turbokompresora
c_2	m/s	Apsolutna brzina zraka na ulazu u rotor turbokompresora
c_{2d}	m/s	Apsolutna brzina pare na radijusu r_{2d}
c_3	m/s	Apsolutna brzina na izlazu iz lopatičnog difuzora
c_4	m/s	Apsolutna brzina na ulazu u rotor
c_p	$kJ/(kg \cdot K)$	Specifični toplinski kapacitet zraka
c_{p,CO_2}	$kJ/(kg \cdot K)$	Specifični toplinski kapacitet ugljičnog dioksida
$c_{p,dp}$	$kJ/(kg \cdot K)$	Specifični toplinski kapacitet smjese dimnih plinova
c_{p,H_2O}	$kJ/(kg \cdot K)$	Specifični toplinski kapacitet vodene pare
c_{p,N_2}	$kJ/(kg \cdot K)$	Specifični toplinski kapacitet dušika
c_{p,O_2}	$kJ/(kg \cdot K)$	Specifični toplinski kapacitet kisika
c_{p,SO_2}	$kJ/(kg \cdot K)$	Specifični toplinski kapacitet sumpor dioksida
c_{r2}	m/s	Radijalna brzina zraka na ulazu u rotor turbokompresora
c_{r2d}	m/s	Radijalna komponenta brzine na radijusu r_{2d}
c_{r4}	m/s	Radijalna komponenta brzine na ulazu u rotor
c_{x1}	m/s	Aksijalna brzina zraka na ulazu u rotor turbokompresora
$c_{\vartheta 2}$	m/s	Tangencijalna brzina zraka na ulazu u rotor turbokompresora
$c_{\vartheta 2d}$	m/s	Tangencijalna brzina zraka na radijusu r_{2d}
$c_{\vartheta 4}$	m/s	Tangencijalna komponenta brzine na ulazu u rotor
$c_{\vartheta 6}$	m/s	Obodna brzina na izlazu iz rotora
C_p	—	Koeficijent porasta tlaka
$C_{p,id}$	—	Idealni koeficijent porasta tlaka
g_{CO_2}	—	Maseni udio CO_2 u dimnim plinovima
g_e	g/kWh	Specifična efektivna potrošnja goriva
g_{H_2O}	—	Maseni udio H_2O u dimnim plinovima
g_{N_2}	—	Maseni udio N_2 u dimnim plinovima
g_{O_2}	—	Maseni udio O_2 u dimnim plinovima

g_{SO_2}	—	Maseni udio SO_2 u dimnim plinovima
H_d	kJ/kg	Donja ogrjevna moć goriva
Δh_{0s}	kJ/kg	Izentropski specifični rad
l_{min}	kg/kg	Minimalna stehiometrijska masa zraka
m_{dp}	kg/kg	Masa vlažnih dimnih plinova
M_1	—	Machov broj na ulazu u rotor turbokompresora
$M_{1,rel}$	—	Relativan Machov broj
M_2	—	Machv broj na izlazu iz rotora turbokompresora
M_{2d}	—	Machov broj na radijusu r_{2d}
M_6	—	Machov broj na izlazu iz rotora turbine
n	s^{-1}	Broj okretaja vratila
n_s	—	Brzohodnost
n_K	s^{-1}	Brzina vrtnje koljenastog vratila
N	—	Broj lopatica na rotoru turbine
o_{min}	kg/kg	Minimalna masa kisika
p	Pa	Tlak okoliša
p_0	Pa	Tlak standardne atmosfere
p_{01}	Pa	Ulazni tlak zraka u turbokompresor
p_{02}	Pa	Tlak na kraju kompresije
p_{03}	Pa	Zaustavni tlak na izlazu iz difuzora
p'_{03}	Pa	Zaustavni tlak na izlazu iz turbokompresora
p_{04}	Pa	Zaustavni tlak dimnih plinova na ulazu u turbinu
p_{06}	Pa	Zaustavni tlak na izlazu iz rotora
p_2	Pa	Tak zraka na izlazu iz rotora turbokompresora
p_{2d}	Pa	Apsolutni tlak pare na radijusu r_{2d}
p_3	Pa	Statički tlak na izlazu iz lopatičnog difuzora
p_4	Pa	Statički tlak na ulazu u rotor
p_6	Pa	Statički tlak na izlazu iz rotora
p_e	Pa	Srednji efektivni tlak
P	W	Snaga motora
P_K	W	Snaga potrebna za pogon turbokompresora
P_T	W	Snaga potrebna za pogon turbine
q_{2d}	Pa	Dinamički tlak na izlazu iz lopatičnog difuzora
q_3	Pa	Dinamički tlak na izlazu iz lopatičnog difuzora
$q_{m,dp}$	kg/s	Protočna masa dimnih plinova
$q_{m,g}$	kg/s	Potrošnju goriva
$q_{m,z}$	kg/s	Protočna masa zraka
$q_{v,z}$	m^3/s	Volumni protok zraka
r_2	m	Vanjski izlazni radijus rotora turbokompresora
r_{2s}	m	Radijus na kojem počinju statorske lopatice
r_{3s}	m	Radijus na kojem završavaju statorske lopatice

r_4	m	Polumjer rotora na ulazu
r_6	m	Srednji izlazni polumjer rotora turbine
r_{6h}	m	Polumjer korijena lopatica na izlazu iz rotora turbine
r_{6s}	m	Polumjer vrha lopatice na izlazu iz rotora turbine
r_{h1}	m	Manji promjer rotora na ulazu turbokompresora
r_{s1}	m	veći promjer rotora na ulazu turbokompresora
R	—	Reaktivnost
R_{dp}	$J/(kg \cdot K)$	Individualna plinska konstanta smjese dimnih plinova
R_z	$J/(kg \cdot K)$	Individualna plinska konstanta zraka
t_{b4}	m	Debljina lopatica na ulazu u rotor turbine
t_{b6}	m	Debljina lopatica na izlazu iz rotora turbine
T_T	—	Broj taktova
T	K	Temperatura okoliša
T_0	K	Temperatura standardne atmosfere
T_{01}	K	Ulazna temperatura zraka u turbokompresor
T_{02}	K	Izlazna zaustavna temperatura zraka iz rotora turbokompresora
T_{03}	K	Zaustavna temperatura na izlazu iz lopatičnog difuzora
T_{04}	K	Zaustavna temperatura dimnih plinova na ulazu u turbinu
T_{06}	K	Zaustavna temperatura na izlazu iz rotora
T_2	K	Temperatura zraka na izlazu iz rotora turbokompresora
T_{2d}	K	Apsolutna temperatura pare na radijusu r_{2d}
T_3	K	Temperatura na izlazu iz lopatičnog difuzora
T_4	K	Statička temperatura na ulazu u rotor
T_6	K	Statička temperatura na izlazu iz rotora
U_2	m/s	Brzina lopatica turbokompresora
U_4	m/s	Obodna brzina na ulazu u rotor
U_{6h}	m/s	Obodna brzina na korijenu lopatica na izlazu iz turbine
U_{6s}	m/s	Obodna brzina na vršnom polumjeru izlaza iz turbine
V_H	m^3	Radni volumen motora
W_4	m/s	Relativna brzina na ulazu u rotor
Δw_s	J/kg	Stvarni specifični rad za turbokompresor
Δw_T	J/kg	Stvarni specifični rad turbine
z	—	Broj cilindara
z_e	kg/kWh	Specifična efektivna potrošnja zraka
Z	—	Broj lopatica
Z_d	—	Broj difuzorskih lopatica
Δz	m	Dužina rotora turbine

POPIS OZNAKA

Alfabet oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
α_2	°	Izlazni kut zraka na rotoru turbokompresora
α_{2d}	°	Kut brzine pare na radijusu r_{2d}
α_4	°	Kut apsolutne brzine na ulazu u rotor turbine
β_4	°	Kut relativne brzine na ulazu u rotor turbine
β_{6h}	°	Kut obodne brzine na korijenu lopatica na izlazu iz turbine
β_{6s}	°	Kut obodne brzine na vršnom polumjeru izlaza iz turbine
β_{s1}	°	Kut relativne brzine zraka na ulazu u rotor turbokompresora
ε	—	Kompresijski omjer
η_d	—	Iskoristivost koničnog difuzora
η_e	—	Efektivni stupanj korisnog djelovanja motora
$\eta_{m,K}$	—	Mehanički gubici na turbokompresoru
$\eta_{m,T}$	—	Mehanički gubici na turbini
κ	—	EkspONENT izentrope
λ	—	Faktor pretička zraka
λ_{pu}	—	Stupanj punjenja
ρ_{01}	kg/m^3	Gustoća zraka na ulazu u turbokompresor
ρ_2	kg/m^3	Gustoća zraka na izlazu iz rotora turbokompresora
ρ_{2d}	kg/m^3	Gustoća fluida na radijusu r_{2d}
ρ_3	kg/m^3	Gustoća medija na izlazu iz lopatičnog difuzora
ρ_T	—	Koeficijent protoka
$\rho_{z,0}$	kg/m^3	Gustoća zraka kod stanja standardne atmosfere
σ	—	Faktor klizanja
σ_T	—	Koeficijent opterećenja turbinskog stupnja
ω_t	rad/s	Kutna brzina

SAŽETAK

Diplomski rad na temu "Radikalna plinska turbina za prednabijanje diesel motora" sastoji se od analitičkog proračuna turbokompresora u svrhu dobivanja snage i broja okretaja turbine, te proračuna turbine turbopunjača koja rotira istim brojem okretaja. Za kvalitetno određivanje parametara turbine treba poznavati svojstva dimnih plinova čiji proračun je također prikazan u radu. Nakon proračunavanja osnovnih dimenzija rotora turbine definira se ostatak geometrije u što se ubraja kućište, difuzor te geometrija statorskih lopatica.

Ovako definirana geometrija provjerena je numeričkim modeliranjem strujanja u programu *Fluent* te su uočeni eventualni nedostaci geometrije a samim time i nedostaci proračuna. Rezultati numeričkog i analitičkog proračuna pokazuju odstupanja, a geometrija se na mjestima pokazala nepravilnom zbog pojave vrtloga što ujedno znači disipaciju energije. Iznos snage izračunate analitički odstupa za 5,8% u odnosu na numeričku simulaciju, dok su maseni protoci dimnih plinova kroz turbinu jednaki u oba slučaja. Na kraju rada priložen je konceptualni crtež uzdužnog presjeka turbine napravljen u *SolidWorks-u* (Prilog).

1. UVOD

Turbostroj je uređaj u kojem se dinamičkim međudjelovanjem izmjenjuje energija između radnog fluida koji kontinuirano struji kroz turbostroj i rotirajućeg elementa turbostroja (rotor). Rezultat izmjene energije je promjena zaustavne entalpije (tlaka i kinetičke energije) radnog fluida uz odvođenje ili dovođenje mehaničkog rada preko vratila.

Turbostrojevi se mogu podijeliti na dvije osnovne vrste:

- Radni turbostrojevi,
- Pogonski turbostrojevi.

Radni turbostrojevi troše mehaničku energiju da bi povećali energetska vrijednost radnog fluida kao što su: ventilatori, pumpe i kompresori, dok pogonski turbostrojevi proizvode mehaničku energiju na račun smanjenja energetske vrijednosti radnog fluida kao što su hidrauličke, parne i plinske turbine.

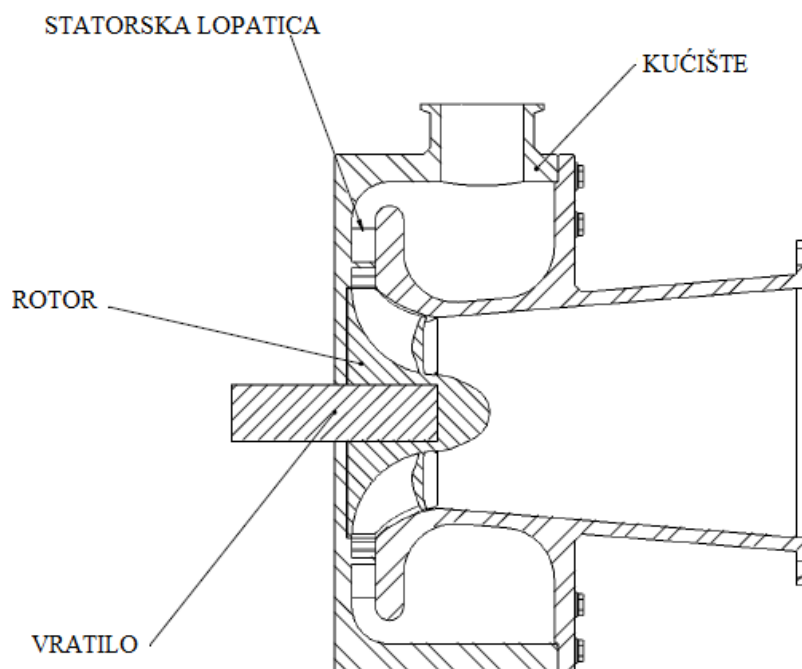
Isto tako, turbostrojevi se mogu podijeliti prema dominantnom smjeru strujanja radnog fluida kroz strujne kanale rotora na:

- Aksijalne turbostrojeve,
- Radijalne turbostrojeve,
- Dijagonalne turbostrojeve tj. turbostrojeve s mješovitim strujanjem.

Kod aksijalnih turbostrojeva radni fluid struji paralelno s osi rotora za razliku od radijalnih gdje radni fluid uglavnom struji radijalno u odnosu na os rotora. Dijagonalni turbostrojevi su oni kod kojih radni fluid na izlazu iz rotora ima značajnu i radijalnu i aksijalnu komponentu.

Osnovni dijelovi tipičnog turbostroja su:

- Rotor s rotorskim lopaticama,
- Stator sa statorskim lopaticama,
- Ulazno ili izlazno vratilo (ovisno o tome radi li se o turbostroju koji troši ili proizvodi mehanički rad),
- Kućište.



Slika 1. Osnovni dijelovi turbostroja

Prolaskom radnog fluida kroz stupnjeve turbostroja događaju se značajne promjene brzine strujanja. Termodinamičko stanje fluida koji struji može se opisati s dvije vrste stanja:

- statičkim stanjem,
- zaustavnim ili totalnim stanjem.

Statičko stanje fluida definirano je statičkim svojstvima kao što su npr. temperatura i tlak, koja bi se izmjerila mjernim instrumentom koji se nalazio u stanju mirovanja relativno u odnosu na fluid. Na primjer, da bi se izmjerila statička temperatura čestice fluida koja se kreće zadanom brzinom, termometar bi se morao kretati istom brzinom kao promatrana čestica fluida. Zaustavno stanje fluida definirano je kao konačno stanje zamišljenog izentropskog termodinamičkog procesa koji se odvija bez dovodenja ili odvođenja mehaničkog rada, a tijekom kojeg se kinetička i potencijalna energija čestice fluida reducira na nulu. Početno stanje ovog zamišljenog termodinamičkog procesa je statičko stanje.

1.1. Osnovni proces u motoru

Takt je definiran kao jedno kretanje klipa od jednog do drugog krajnjeg položaja, odnosno od gornje mrtve točke (GMT) do donje mrtve točke (DMT) ili obratno, što odgovara zakretu koljenastog vratila od 180° . Navedene procese objasniti će se na primjeru četverotaktnog motora koji ima četiri takta:

- Usis,
- Kompresija,
- Ekspanzija,
- Ispuh.

Usisni takt odvija se pri kretanju klipa od GMT do DMT, u cilindru tada nastaje podtlak uslijed kojega se otvara usisni ventil te dolazi do usisavanja svježih radnih plinova (smjesa goriva i zraka ili samo zrak, ovisno o procesu u cilindru). Pošto u cilindru zbog nesavršenosti konstrukcije zaostaju dimni plinovi od prethodnog ciklusa, svježi radni plinovi se miješaju sa zaostalim dimnim plinovima.

U taktu kompresije klip se kreće prema GMT pri čemu se komprimiraju radni plinovi u cilindru i pri čemu im rastu tlak i temperatura. Nešto prije nego klip dođe u GMT započinje izgaranje te klip nastavlja svoj put prema GMT pri čemu se paralelno odvija izgaranje. Izgaranje traje dijelom tijekom idućeg takta kada klip ide prema DMT. Samo izgaranje nije takt pošto se ono odvija kada se klip nalazi u okolini GMT.

U taktu ekspanzije u cilindru se nalaze dimni plinovi kojima raste temperatura zbog topline koja se oslobodila izgaranjem. Kao posljedica porasta temperature javlja se i porast tlaka uslijed čega dimni plinovi pomiču klip prema DMT, a posredstvom osovinnice i klipnjače okreće koljenasto vratilo te dimni plinovi ekspandiraju. Vidljivo je kako se kemijska energija pohranjena u gorivu tijekom izgaranja pretvara u toplinsku energiju a tijekom ekspanzije u mehaničku energiju kojom se zatim pokreće vozilo.

U taktu ispuha klip se kreće od DMT prema GMT pri čemu se kroz otvoreni tlačni ventil istiskuju dimni plinovi iz cilindra.

Razlika između Ottovih i Diesellovih motora je u tome što se kod Ottovih usisava u cilindar smjesa zraka i goriva te se ta smjesa zapaljuje pomoću svjećice koja je ugrađena u cilindarsku glavu, dok Diesellovi motori usisavaju zrak za izgaranje, a neposredno prije izgaranja ubacuje

se gorivo pomoću visokotlačnih pumpi i brizgaljki, također ugrađenih u cilindarsku glavu, te dolazi do samozapaljenja jer je zrak u kojega se ubrizgava gorivo dovoljno vruć.

Nabijanje je postupak koji u današnje vrijeme više nalazi primjenu kod Dieselovih motora pošto je za njihov rad potreban veliki pretičak zraka što uzrokuje malu jediničnu snagu. Nabijanjem Dieselovih motora povećava se snaga i omogućava se ravnopravna primjena s Ottovim motorima.

Problemi i ograničenja koji se javljaju kod nabijanja motora su:

- Povećano toplinsko opterećenje (potrebno intenzivnije hlađenje)
- Povećano mehaničko opterećenje (visoki maksimalni tlakovi u cilindru)
- Zrak se zagrijava u kompresoru pri čemu ujedno raste temperatura na usisu T_1
- Kod Ottovih motora se zbog povećanja temperature T_1 povećava opasnost od detonacije.

Razlikuje se nekoliko vrsta nabijanja:

- Rezonantno nabijanje ili inercijsko natpunjenje,
- Mehanički pogon kompresora,
- Comprex nabijanje,
- Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove.

Kod svih vrsta nabijanja pomoću kompresora, komprimirani zrak uglavnom odlazi na hlađenje kako bi mu se snizila temperatura, te se na taj način povećava punjenje cilindra a smanjuje se toplinsko opterećenje motora.

Kod rezonantnog nabijanja se ne koristi kompresor, već se za prednabijanje koristi dinamički tlak na usisu i na ispuhu. Kod mehanički pogonjenih kompresora rad se uzima od radilice motora. Comprex komprimiranje zraka obavljaju ispušni plinovi u ćelijama rotora a koljenasto vratilo samo okreće rotor pomoću prijenosnika. Kompresori pogonjeni turbinom na ispušne plinove često su u uporabi pošto zauzimaju malen ugradbeni volumen, a i cijena je zbog masovne proizvodnje niža. Ovakav način nabijanja naziva se i turbonabijanje. Postoje tri vrste turbonabijanja:

- Turbonabijanje statičkim tlakom,
- Turbonabijanje dinamičkim tlakom,
- Kombinirano (turbonabijanje i rezonantno nabijanje).

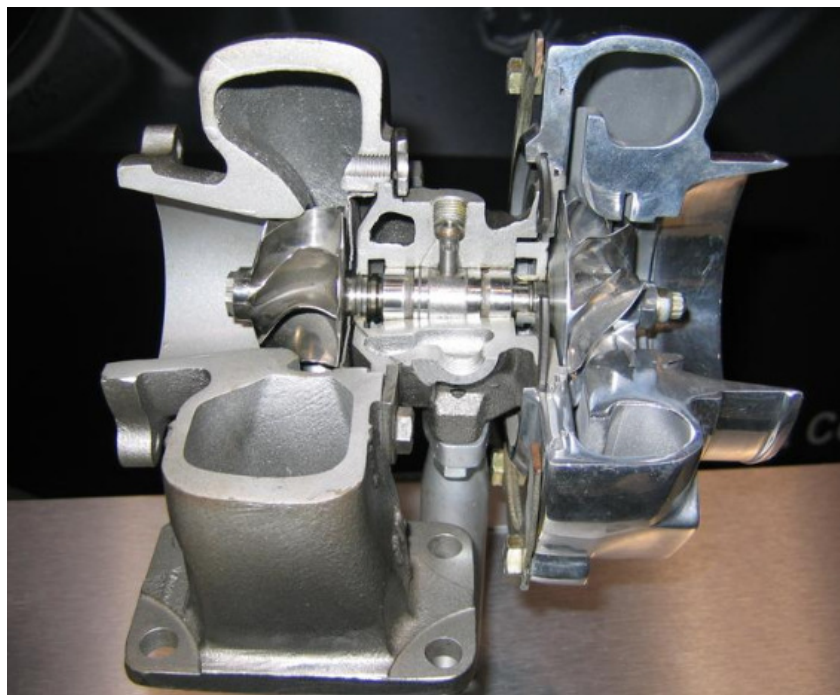
Turbonabijanje statičkim tlakom koristi konstantan tlak ispušnih plinova. Sve ispušne cijevi spojene su na zajedničku cijev većeg volumena ili na sabirnik u kojem se smiruju impulsi tlaka od pojedinih cilindara te se ispušni plin dovodi u turbinu pod konstantnim tlakom. Tlak ispred turbine nešto je niži od tlaka nabijanja. Rad turbine veći je od rada kompresora, a razlika se troši na pokrivanje gubitaka u turbini i kompresoru.

Turbonabijanje dinamičkim tlakom koristi impuls tlaka ispušnih plinova. Kod ovog načina cilindri su podijeljeni u grupe tako da ispuh cilindra u jednoj grupi ne može rad drugih cilindara.

Kombinirano nabijanje sastoji se od uobičajenog turbonabijanja i rezonantnoga nabijanja. Pulsiranje tlaka uslijed usisa pojedinih cilindara proizvodi u rezonantnim spremnicima titranje zraka osnovnom vlastitom frekvencijom. Amplitude tlaka pri rezonaciji koriste se za dodatno povećanje tlaka nabijanja pri određenoj brzini vrtnje.

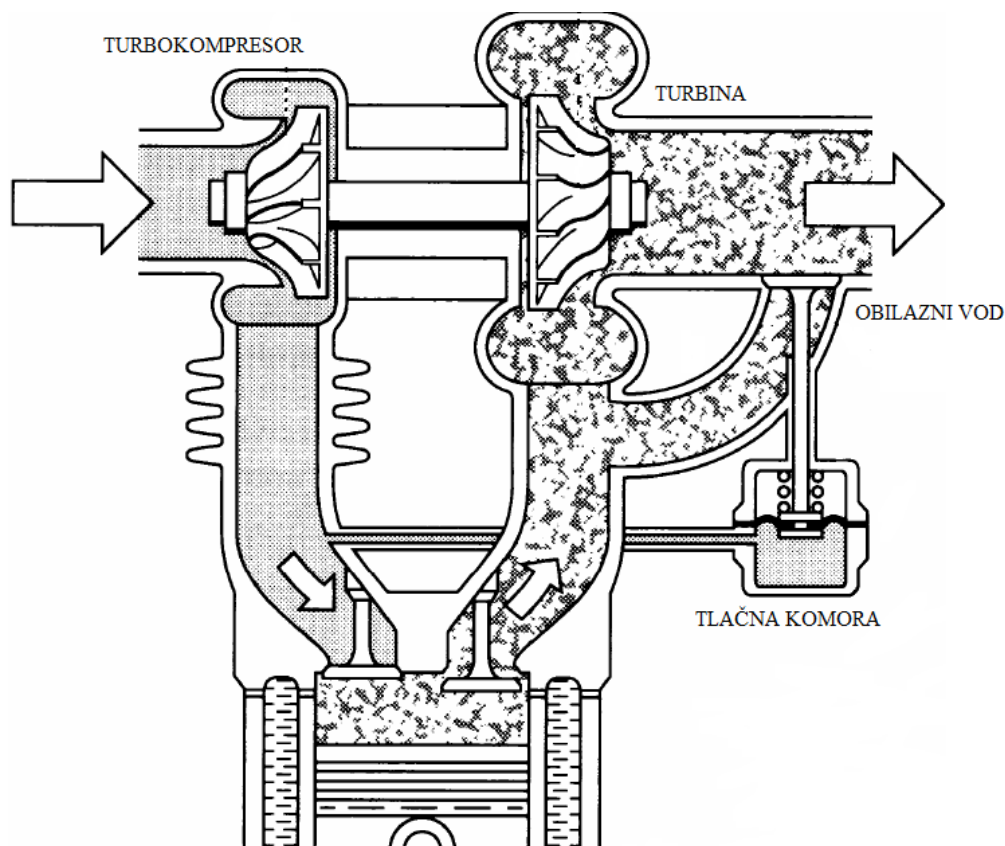
1.2. Turbopunjači

Turbopunjač je uređaj koji se sastoji od turbokompresora pogonjenog turbinom na ispušne plinove. Uloga turbopunjača je da se prednabijanjem zraka poveća snaga pogonskog agregata kod motornih vozila. Naime, kako bi se snaga povećala, potrebno je u cilindar motora dovesti veću količinu zraka za izgaranje ili smjese za izgaranje što je moguće promjenom njihove gustoće, pošto je volumen cilindra ograničen dimenzijama istog. Pomoću ovoga elementa povećava se snaga motora bez povećanja brzine vrtnje. Navedeno povećanje gustoće obavlja se turbopunjačem. Bez navedenog elementa, radni plinovi ubrizgavaju se u cilindre motora pod atmosferskim tlakom ($p_a = 101325 \text{ Pa} = 1 \text{ bar}$), ondje se komprimiraju, izgaraju i ekspanziraju te se u konačnici ispuštaju produkti izgaranja (dimni plinovi) u atmosferu. Ukupno trajanje navedenih procesa izražava se pomoću zakreta glavnog vratila motora, odnosno koljenastog vratila ili radilice te može trajati 1 ili 2 okretaja koljenastog vratila. U skladu s time razlikujemo dvotaktne i četverotaktne motore.



Slika 2. Djelomični presjek turbopunjača

Turbopunjač se sastoji od dva osnovna dijela, turbokompresora i pogonske turbine. Osnovni dio turbokompresora (kao i turbine) je rotor s rotorskim lopaticama koji rotira te stlačuje zrak na viši tlak koji se zatim usisava u cilindar. Zakretanje rotora turbokompresora ostvaruje turbina koja je uležištena na drugom kraju vratila tako da imaju jednak broj okretaja i čiju rotaciju omogućavaju dimni plinovi koji se ispuštaju iz cilindra. Kao rezultat stlačenog zraka koji se usisava u cilindar dobiva se značajno povećanje snage motora. Osim rotora bitna komponenta turbokompresora je i obilazni sigurnosni ventil (engl. *waste gate*) koji dolazi do izražaja pri visokim brojevima okretaja kada bi turbokompresor isporučivao previsoki pritisak prednabijanja. Uloga obilaznog voda je da propusti višak zraka u atmosferu smanjujući tako usisni tlak. Ovi ventili obično su pokretani pneumatskim putem pomoću membrane (dijafragme) koja se nalazi pod pritiskom stlačenog zraka u turbokompresoru. [2] Ako je tlak nabijenog zraka u usisnoj cijevi iza kompresora prevelik, tada on toliko pritisne membranu u tlačnoj komori da se otvori obilazni ventil (engl. *bypass*) i dio ispušnih plinova prolazi pored turbine. Snaga turbine za pogon turbokompresora je tada manja pa je i tlak nabijanja manji. Kod nekih automobila su ovi ventili pokretani elektromagnetski, uz kontrolu središnjeg računala.



Slika 3. Shematski prikaz obilaznog voda

Uobičajen pretlak ostvaren turbokompresorom je $0.4 \div 0.7$ bar iznad atmosferskog tlaka zbog čega se može očekivati 50% više snage, međutim zbog nesavršenosti konstrukcije i procesa ova vrijednost pada na nekih $30 \div 40\%$.

Problem također može nastati ukoliko se pri niskim brojevima okretaja naglo dodaje gas, pošto je turbina proračunata za srednje vrijednosti pritiska dimnih plinova jasno je da tlak u ispuhu nije dovoljan da zavrti turbinske lopatice te time ostvari dovoljan pretlak zraka turbokompresorom. Ovaj problem rješava se na nekoliko načina:

- Ugradnjom rotora manjeg promjera,
- Ugradnjom dva ili tri rotora,
- Turbopunjačem promjenjive geometrije,
- Ugradnjom keramičkih krilaca rotora.

Manjem rotoru potrebna je manja količina dimnih plinova da se zakrene, međutim malim rotorom nije moguće stlačiti veliku količinu zraka te time omogućiti veliku snagu.

Ukoliko se ugradi dva ili tri rotora tada su oni različitih promjera te se pri niskom broju okretaja aktivira manji rotor, pri srednjem broju okretaja aktiviraju se oba rotora, a kod većih brojeva okretaja aktivan je veći rotor.

Promjenjiva geometrija odnosi se na zakretna krilca statora koja su upravljana središnjim računalom. Statorske lopatice služe da bi se usmjerila struja radnog plina na lopatice rotora kako bi se najbolje iskoristio raspoloživi pritisak struje ispuha. Pri niskim okretajima krilca su otvorena vrlo malo te tako mala količina dimnih plinova prolaskom kroz krilca dobiva veću brzinu te lakše zakreće rotor. Pri višim okretajima krilca su potpuno otvorena te time omogućavaju maksimalan protok dimnih plinova i uobičajeno zakretanje rotora.

Najskuplji način za rješavanje inertnosti rotora jest ugradnja keramičkih lopatica koje je moguće zakrenuti i pri nižim količinama dimnih plinova.

Stlačivanjem zraka na viši tlak raste i temperatura čime se povećava volumen a smanjuje gustoća, isto tako zagrijani zrak predstavlja opasnost od detonacije zato se kod motornih vozila s višim tlakovima nabijanja ugrađuje međuhladnjak (engl. *intercooler*).

2. IZRAČUN KOLIČINE ZRAKA I DIMNIH PLINOVA

2.1. Izračun količine zraka

Kako bi se odredila količina zraka za izgaranje potrebno je poznavati sastav goriva.

Maseni udjeli pojedinih kemijskih elemenata u diesel gorivu su:

$$c = 0,86$$

$$h = 0,132$$

$$s = 0,006$$

$$o = 0,002$$

Uz pomoć masenih udjela moguće je izračunati minimalnu masu kisika izraženu u kilogramima kisika po kilogramu goriva:

$$o_{min} = 2,666 \cdot c + 8 \cdot h + s - o$$

$$o_{min} = 2,666 \cdot 0,86 + 8 \cdot 0,132 + 0,006 - 0,002$$

$$o_{min} = 3,3476 \frac{kg_{O_2}}{kg_G}$$

Budući da se kisik potreban za izgaranje dovodi s atmosferskim zrakom te zbog masenog udjela kisika u zraku od $x_{O_2} = 0,232$, minimalna stehiometrijska masa zraka za izgaranje 1 kg goriva iznosi:

$$l_{min} = \frac{o_{min}}{0,232} = \frac{3,3476}{0,232} = 14,43 \text{ } kg_z/kg_g$$

Specifična efektivna potrošnja goriva je poznata te iznosi :

$$g_e = 210 \text{ } g/kWh$$

$$g_e = 0,21 \text{ } kg/kWh$$

Potrošnju goriva može se izraziti u vremenu te ona iznosi :

$$q_{m,g} = g_e \cdot P = 0,21 \cdot 80 = 16,8 \text{ } kg/h \text{ } (0,00467 \text{ } kg/s)$$

Pošto se vrijednost pretička zraka za izgaranje diesel goriva kreće u rasponu: $\lambda = 1,5 \div 1,8$, za potrebe proračuna odabire se: $\lambda = 1,5$, dok je snaga motora poznata te iznosi: $P = 80 \text{ } kW$

Specifična efektivna potrošnja zraka izračunava se iz izraza:

$$z_e = \frac{g_{m,g} \cdot \lambda \cdot l_{min}}{P_e} = \frac{g_e \cdot P_e \cdot \lambda \cdot l_{min}}{P_e} = g_e \cdot \lambda \cdot l_{min}$$

$$z_e = 0,21 \cdot 1,5 \cdot 14,43 = 4,545 \text{ } kg_z/kWh$$

Ukoliko se specifična efektivna potrošnja zraka izrazi u vremenu dobiva se protočna masa zraka kroz turbopunjač:

$$q_{m,z} = z_e \cdot P = 363,6 \text{ kg}_z/h \text{ (0,101 kg}_z/s\text{)}$$

Volumni protok zraka sveden na stanje okoliša dobiva se iz jednadžbe stanja:

$$p \cdot q_{v,z} = q_{m,z} \cdot R_z \cdot T$$

pri čemu vrijede iznosi $R_z = 287,1 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ - individualna plinska konstanta za zrak

$p = 101325 \text{ Pa}$ - tlak okoliša

$T = 293,15 \text{ K}$ - temperatura okoliša

$$q_{v,z} = \frac{q_{m,z} \cdot R_z \cdot T}{p} = \frac{0,101 \cdot 287,1 \cdot 293,15}{101325} = 0,084 \text{ m}^3/s$$

2.2. Određivanje količine dimnih plinova

Pošto je osnovna zamisao iskorištavanja energije koja je sadržana u dimnim plinovima, potrebno je poznavati količinu nastalih dimnih plinova u cilindrima.

Masa vlažnih dimnih plinova svedena na kilogram goriva izražava se prema izrazu:

$$m_{dp} = 3,666 \cdot c + 2 \cdot s + (\lambda - 1) \cdot o_{min} + 9 \cdot h + w + n + 0,768 \cdot \lambda \cdot l_{min}$$

$$m_{dp} = 3,666 \cdot 0,86 + 2 \cdot 0,006 + (1,5 - 1) \cdot 3,3476 + 9 \cdot 0,132 + 0,768 \cdot 1,5 \cdot 14,43$$

$$m_{dp} = 22,65 \text{ kg}_{dp}/\text{kg}_g$$

Poznavajući masu dimnih plinova, snagu motora i specifičnu potrošnju goriva može se izračunati protočna masa dimnih plinova prema:

$$q_{m,dp} = m_{dp} \cdot g_e \cdot P$$

$$q_{m,dp} = 22,65 \cdot 0,21 \cdot 80 = 380,5 \text{ kg/h} = 0,105 \text{ kg/s}$$

Produkti potpunog izgaranja, odnosno sastav dimnih plinova je: $\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{SO}_2, \text{O}_2, \text{N}_2$.

Za daljnji proračun potrebno je poznavati veličine koje govore o kakvom plinu, odnosno smjesi dimnih plinova je riječ. Za izračun tih veličina potrebno je poznavanje masenih udjela pojedinog plina u smjesi dimnih plinova, te se izračunavaju na slijedeći način:

Maseni udio CO_2 u dimnim plinovima:

$$g_{\text{CO}_2} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{m_{dp}} = \frac{3,666 \cdot 0,86}{22,65} = 0,139$$

Maseni udio H_2O u dimnim plinovima:

$$g_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{m_{dp}} = \frac{9 \cdot 0,132}{22,65} = 0,05$$

Maseni udio SO_2 u dimnim plinovima:

$$g_{SO_2} = \frac{m_{SO_2}}{m_{dp}} = \frac{2 \cdot 0,006}{22,65} = 0,00053$$

Maseni udio O_2 u dimnim plinovima:

$$g_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_{dp}} = \frac{(\lambda - 1) \cdot o_{min}}{m_{dp}} = \frac{(1,5 - 1) \cdot 3,3476}{22,65} = 0,074$$

Maseni udio N_2 u dimnim plinovima:

$$g_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_{dp}} = \frac{0,768 \cdot \lambda \cdot l_{min}}{m_{dp}} = \frac{0,768 \cdot 1,5 \cdot 14,43}{22,65} = 0,73$$

Individualna plinska konstanta smjese dimnih plinova:

$$R_{dp} = g_{CO_2} \cdot R_{CO_2} + g_{H_2O} \cdot R_{H_2O} + g_{SO_2} \cdot R_{SO_2} + g_{O_2} \cdot R_{O_2} + g_{N_2} \cdot R_{N_2}$$

$$R_{dp} = 0,139 \cdot 188,9 + 0,05 \cdot 461,5 + 0,00053 \cdot 129,8 + 0,074 \cdot 259,8 + 0,73 \cdot 296,8$$

$$R_{dp} = 285,3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

Specifični toplinski kapacitet smjese dimnih plinova:

$$c_{p,dp} = g_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2} + g_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} + g_{SO_2} \cdot c_{p,SO_2} + g_{O_2} \cdot c_{p,O_2} + g_{N_2} \cdot c_{p,N_2}$$

$$c_{p,CO_2} = \frac{C_{mp_0}^{450}}{M_{CO_2}} = \frac{43,9115}{44,01} = 0,9978 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$c_{p,H_2O} = \frac{C_{mp_0}^{450}}{M_{H_2O}} = \frac{35,36}{18,016} = 1,9627 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$c_{p,SO_2} = \frac{C_{mp_0}^{450}}{M_{SO_2}} = \frac{45,8}{64,06} = 0,71 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$c_{p,O_2} = \frac{C_{mp_0}^{450}}{M_{O_2}} = \frac{31,106}{32} = 0,972 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$c_{p,N_2} = \frac{C_{mp_0}^{450}}{M_{N_2}} = \frac{29,7325}{28,016} = 1,0612 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$c_{p,dp} = 0,139 \cdot 0,9978 + 0,05 \cdot 1,9627 + 0,00053 \cdot 0,71 + 0,074 \cdot 0,972 + 0,73 \cdot 1,0612$$

$$c_{p,dp} = 1,084 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

Eksponent izentrope za dimne plinove:

$$\kappa = \frac{c_{p,dp}}{c_{p,dp} - R_{dp}} = \frac{1,084}{1,084 - 0,285}$$
$$\kappa = 1,36$$

3. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN TURBOKOMPRESORA I TURBINE

Pošto se turbokompresor i turbina nalaze na istom vratilu, potrebno je prvo izračunati snagu i broj okretaja turbokompresora [5], te s tim podacima ući u proračun turbine. [6] U konačnici se dobiju osnovne dimenzije turbine s kojima se ulazi u simulaciju strujanja u svrhu provjere preliminarnog proračuna.

3.1. Termodinamički i aerodinamički proračun turbokompresora

Za početak potrebno je odrediti kompresijski omjer turbokompresora, odnosno tlak na kraju kompresije.

Formula za dobivanje kompresijskog omjera glasi:

$$\varepsilon = \frac{p_{02}}{p_{01}}$$

Efektivni stupanj korisnog djelovanja motora izračunava se prema[2]:

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e \cdot H_D} = \frac{3600}{0,21 \cdot 42600} = 0,40$$

Iz formule za efektivnu snagu motora[2] i efektivni srednji tlak[2] dobiva se formula[2] za stupanj punjenja:

$$P_e = z \cdot V_H \cdot p_e \cdot \frac{2 \cdot n_K}{T_T}$$

$$p_e = \eta_e \cdot \lambda_{pu} \cdot \rho_{Z,0} \cdot \frac{H_d}{\lambda \cdot l_{min}}$$

$$P_e = V_H \cdot \eta_e \cdot \lambda_{pu} \cdot \rho_{Z,0} \cdot \frac{H_d}{\lambda \cdot l_{min}} \cdot \frac{2 \cdot n_K}{T_T}$$

$$\lambda_{pu} = \frac{P_e}{V_H \cdot \eta_e \cdot \rho_{Z,0} \cdot \frac{H_d}{\lambda \cdot l_{min}} \cdot \frac{2 \cdot n_K}{T_T}}$$

$$\lambda_{pu} = \frac{80}{0,002 \cdot 0,4 \cdot 1,2754 \cdot \frac{42600}{1,5 \cdot 14,43} \cdot \frac{2 \cdot 41,67}{4}}$$

$$\lambda_{pu} = 1,9$$

Stupanj punjenja iskazuje napunjenost cilindra svježom radnom tvari, a jednak je omjeru svježe radne tvari koja ostane u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila i referentne mase tj. mase svježe radne tvari koja bi stala u radni volumen cilindra kod stanja okolne atmosfere. Masa svježe radne tvari odnosi se na stanje standardne atmosfere, što će reći za tlak $p_0 = 101325 \text{ Pa}$, te za temperaturu $T_0 = 293,15 \text{ K}$. Kod prednabijenih motora kao što je ovaj slučaj, $\lambda_{pu} > 1$ i približno se može iskazati omjerom tlaka iza kompresora (p_{02}) i tlaka okolnog zraka (p_0) iz kojega je moguće dobiti traženi tlak na kraju kompresije te kompresijski omjer:

$$\lambda_{pu} = (0,8 \div 0,9) \cdot \frac{p_{02}}{p_0}$$

$$p_{02} = \frac{\lambda_{pu} \cdot p_0}{0,85} = \frac{1,9 \cdot 101325}{1} = 192517,5 \text{ Pa } (1,92 \text{ bar})$$

$$\varepsilon = \frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{1,92}{1,013} = 1,9$$

Pri čemu je:

$$z = 4$$

$$V_H = 0,002 \text{ m}^3$$

$$P_e = 80 \text{ kW}$$

$$q_{m,z} = 0,1077 \text{ kg}_z/\text{s}$$

$$T_{01} = 293,15 \text{ K}$$

$$p_{01} = 1,013 \text{ bar}$$

$$c_p = 1,005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$\kappa = 1,4$$

$$Z = 21$$

$$\rho_{01} = 1,18 \text{ kg}_z/\text{m}^3$$

$$p_{02} = 2,627 \text{ bar}$$

$$n_K = 41,67 \text{ s}^{-1}$$

$$T_T = 4$$

$$\eta_e = 0,40$$

$$\rho_{Z,0} = 1,2754 \text{ kg}_z/\text{m}^3$$

$$H_d = 42600 \text{ kJ/kg}$$

$$\lambda = 1,6$$

$$\lambda_{pu} = (0,8 \div 0,9) \cdot \frac{p_{02}}{p_0}$$

$$l_{min} = 14,43 \text{ kg}_z/\text{kg}_g$$

Nakon dobivenog tlaka na kraju kompresije izračunava se izentropski specifični rad:

$$\Delta h_{0s} = c_p \cdot T_{01} \cdot \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

$$\Delta h_{0s} = 59,3 \text{ kJ/kg}$$

te specifična brzina (brzohodnost) preko koje se dobiva kutna brzina:

$$\omega_s = \omega_t \cdot \left(\frac{q_{m,z}}{\rho_{01}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot (\Delta h_{0s})^{-\frac{3}{4}}$$

Za optimalnu konstrukciju vrijedi : $\omega_s = 0,62 \div 1,0$, s time da je odabrana vrijednost $\omega_s = 0,65$.

Iz formule za brzohodnost dobiva se kutna brzina i broj okretaja vratila:

$$\omega_t = \frac{\omega_s}{\left(\frac{q_{m,z}}{\rho_{01}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot (\Delta h_{0s})^{-\frac{3}{4}}}$$

$$\omega_t = 8442,76 \text{ rad/s}$$

$$n = \frac{\omega_t \cdot 30}{\pi} = 80622 \text{ o/min}$$

S dobivenim brojem okretaja vratila kasnije će se proračunati turbinski dio. Prije proračuna turbine potrebno je izračunati snagu za pogon turbokompresora čiji postupak izračuna slijedi u nastavku.

Za početak je potrebno pretpostaviti adijabatsku iskoristivost turbokompresora, koju ćemo usporediti s dobivenom na kraju proračuna: $\eta_c = 0,8$

Stvarni specifični rad za turbokompresor:

$$\Delta w_s = \frac{\Delta h_{0s}}{\eta_c}$$

$$\Delta w_s = 74125 \text{ J/kg}$$

Snaga potrebna za pogon turbokompresora:

$$P_K = \Delta w_s \cdot q_{m,z}$$

$$P_K = 7,486 \text{ kW}$$

U nastavku slijedi proračun za brzinu lopatica rotora te njegov radijus. [5]

Brzina lopatica dobiva se iz stvarnog specifičnog rada za turbokompresor:

$$U_2 = \sqrt{\Delta w_s / \sigma}$$

Pri čemu je $\sigma = 0,9057$ vrijednost za faktor klizanja (engl. *slip factor*)

$$U_2 = 286,08 \text{ m/s}$$

Iz izraza za brzinu:

$$U_2 = r_2 \cdot \omega_t$$

slijedi formula za vanjski izlazni radijus rotora turbokompresora:

$$r_2 = \frac{U_2}{\omega_t}$$

$$r_2 = 0,0338 \text{ m}$$

Prije nego što zrak uđe u rotor prolazi kroz predkolo (engl. *inducer*) čija funkcija je da zakrene relativan tok koji ulazi u rotor u radijalni smjer. Ukoliko postoji rotor bez predkola onda je on bučan zbog odvajanja strujanja i jakog vrtloženja u blizini napadnog brida lopatice. Za dobivanje radijusa (vanjskog i unutarnjeg) na ulazu u rotor turbokompresora potrebno je odabrati slijedeće parametre (Tablica 1):

Tablica 1. Parametri za konstruiranje rotora [5]

$M_{1,rel}$	0,7	0,75	0,8	0,85
β_{s1}	57,94	58,36	58,78	59,25
k	0,8037	0,664	0,556	0,4715
r_{h1}/r_{s1}	0,443	0,5796	0,666	0,727

$$M_{1,rel} = 0,8$$

$$\beta_{s1} = 58,78^\circ$$

$$k = 0,556$$

$$\frac{r_{h1}}{r_{s1}} = 0,666$$

Pomoću odabranih parametara izračunava se Machov broj:

$$M_1 = M_{1,rel} \cdot \cos \beta_{s1}$$

$$M_1 = 0,37$$

Statička brzina zvuka:

$$a_1 = \frac{a_{01}}{\left[1 + \frac{1}{5} \cdot M_1^2\right]^{0,5}}$$

$$a_1 = 338,36 \text{ m/s}$$

Gdje je:

$$a_{01} = 343 \text{ m/s}$$

Aksijalna brzina zraka na ulazu u rotor:

$$c_{x1} = M_1 \cdot a_1$$

$$c_{x1} = 125,72 \text{ m/s}$$

Veći promjer rotora turbokompresora na ulazu:

$$r_{s1} = \sqrt{\frac{q_{m,z}}{\pi \cdot k \cdot \rho_1 \cdot c_{x1}}}$$

$$r_{s1} = 0,0164 \text{ m}$$

Iz omjera $\frac{r_{h1}}{r_{s1}} = 0,666$, dobiva se manji promjer rotora turbokompresora na ulazu

$$r_{h1} = 0,00727 \text{ m}$$

Zbog konstrukcije rotora struja zraka na ulazu u rotor je aksijalna, a na izlazu rotora brzina mijenja svoj smjer u radijalni, a zbog rotacije se javlja i tangencijalni smjer. Proračun veličina stanja na izlazu iz rotora i brzine slijedi u nastavku:

Apsolutna brzina zraka na izlazu iz rotora:

$$c_2 = \sqrt{c_{\theta 2}^2 + c_{r2}^2}$$

Da bi se izračunala apsolutna brzina zraka potrebno je poznavati radijalnu i tangencijalnu brzinu zraka, s obzirom da je iznos radijalne komponente brzine $c_{r2} = c_{x1} = 125,72 \text{ m/s}$ i da je:

$$c_{\theta 2} = U_2 \cdot \sigma$$

te uz odabranu $\sigma = 0,9057$, dobiva se tangencijalna komponenta brzine zraka:

$$c_{\theta 2} = 259,10 \text{ m/s}$$

Dobiva se apsolutna brzina zraka na izlazu iz rotora:

$$c = 287,995 \text{ m/s}$$

Kut struje zraka na izlazu iz rotora mjereno u odnosu na radijalni smjer iznosi:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{c_{\vartheta 2}}{c_{r2}}\right)$$

$$\alpha_2 = 64,116^\circ$$

Izlazna zaustavna temperatura zraka iz rotora dobiva se iz:

$$T_{02} = \frac{\Delta w_s}{c_p} + T_{01}$$

$$T_{02} = 366,9 \text{ K}$$

dok je apsolutna temperatura zraka na izlazu iz rotora:

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p}$$

$$T_2 = 325,64 \text{ K}$$

Apsolutni tlak zraka na izlazu iz rotora:

$$p_2 = \frac{p_{002}}{\left(\frac{T_{02}}{T_2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}$$

pri čemu je p_{002} zaustavni tlak zraka na izlazu iz rotora, a dobiva se iz:

$$\frac{p_{002}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = 0,92 \cdot \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1\right) + 1$$

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = 1,231$$

$$\frac{p_{002}}{p_{01}} = 2,072$$

$$p_{002} = 2,09 \text{ bar}$$

$$p_2 = 1,382 \text{ bar}$$

Gustoća zraka na izlazu iz rotora dobiva se iz jednadžbe stanja, te iznosi:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2}$$

$$\rho_2 = 1,479 \text{ kg/m}^3$$

Širina lopatice na izlazu iz rotora dobiva se iz:

$$b_2 = \frac{q_{m,z}}{2 \cdot \pi \cdot \rho_2 \cdot c_{r2} \cdot r_2}$$

$$b_2 = 0,00255 \text{ m}$$

Brzina zvuka na izlazu iz rotora:

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_2}$$

$$a_2 = 361,785 \text{ m/s}$$

Machov broj na izlazu iz rotora:

$$M_2 = \frac{c_2}{a_2}$$

$$M_2 = 0,796$$

Kao što se iz proračuna vidi, prolaskom zraka kroz rotor dolazi do prirasta njegove zaustavne i statičke entalpije te statičkog tlaka.

Nakon prostrujavanja zraka kroz rotor, struja zraka prolazi kroz bezlopatični prostor. Ovo područje predstavlja prostor između izlaza iz rotora i ulaza u statorski dio. Proračun za dobivanje brzine i veličina stanja u ovom području obavlja se za radijus r_{2d} koji se nalazi između radijusa na izlazu iz rotora i radijusa na ulazu u stator. Naime, tok zraka koji napušta rotor ima izraženo područje vrtložnog odvajanja te se javlja neuniformno strujanje koje ima štetan utjecaj na učinkovitost difuzora, stoga se ostavlja bezlopatični prostor kako bi se odvajanje struje reduciralo i smanjio Machov broj.

Tangencijalna brzina zraka na radijusu $r_{2d} = 1,1 \cdot r_2 = 0,037 \text{ m}$:

$$c_{\theta 2d} = \frac{c_{\theta 2}}{1,1}$$

$$c_{\theta 2d} = 235,55 \text{ m/s}$$

Radijanska komponenta brzine zraka na radijusu r_{2d} :

$$c_{r 2d} = \frac{r_2}{r_{2d}} \cdot c_{r 2}$$

$$c_{r 2d} = 114,29 \text{ m/s}$$

Kut brzine zraka na radijusu r_{2d} :

$$\alpha_{2d} = \cos^{-1} \frac{c_{r 2d}}{c_{\theta 2d}}$$

$$\alpha_{2d} = 60,97^\circ$$

Apsolutna brzina zraka na radijusu r_{2d} :

$$c_{2d} = (c_{\theta 2d}^2 + c_{r 2d}^2)^{0,5}$$

$$c_{2d} = 261,81 \text{ m/s}$$

Apsolutna temperatura zraka na radijusu r_{2d} :

$$T_{2d} = T_{02} - \frac{c_{2d}^2}{(2 \cdot c_p)}$$

$$T_{2d} = 332,8 \text{ K}$$

Apsolutni tlak zraka na radijusu r_{2d} :

$$p_{2d} = p_{002} / \left(\frac{T_{02}}{T_{2d}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$p_{2d} = 1,492 \text{ bar}$$

Gustoća zraka na radijusu r_{2d} :

$$\rho_{2d} = \frac{p_{2d}}{R \cdot T_{2d}}$$

$$\rho_{2d} = 1,56 \text{ kg/m}^3$$

Statička brzina zvuka na radijusu r_{2d} :

$$a_{2d} = (\kappa \cdot R \cdot T_{2d})^{0,5}$$

$$a_{2d} = 365,74 \text{ m/s}$$

Machov broj na radijusu r_{2d} :

$$M_{2d} = \frac{c_{2d}}{a_{2d}}$$

$$M_{2d} = 0,715$$

Nakon bezlopatičnog prostora, zrak nastrujava na stator (lopatični difuzor) čije lopatice služe za još bolje reduciranje odvajanja vrtloga te smanjenja brzine što dovodi do povećanja statičke entalpije i tlaka dok zaustavna entalpija ostaje konstantna a zaustavni tlak bilježi smanjenje zbog neizbježnih viskoznih gubitaka.

Prvo je potrebno odrediti tip difuzora koji u ovom slučaju ima omjer $\frac{L}{w_1} = 8$ i kut $2\vartheta = 8^\circ$, te za odabrani tip difuzora vrijedi koeficijent porasta tlaka $C_p = 0,7$ i idealni koeficijent porasta tlaka $C_{p,id} = 0,8$. Odabrane veličine koriste se u daljnjem proračunu.

Parametri lopatičnog difuzora:

$$\frac{L}{W_1} = 8$$

$$C_p = 0,7$$

$$C_{p,id} = 0,82$$

$$\vartheta = 8^\circ$$

$$Z_d = 12$$

$$\eta_d = 0,843$$

Dinamički tlak na izlazu iz bezlopatičnog prostora:

$$q_{2d} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{2d} \cdot c_{2d}^2$$

$$q_{2d} = 0,535 \text{ bar}$$

Statički tlak na izlazu iz lopatičnog difuzora:

$$p_3 = p_{2d} \cdot C_p \cdot q_{2d}$$

$$p_3 = 1,866 \text{ bar}$$

Apsolutna brzina na izlazu iz lopatičnog difuzora:

$$c_3 = c_{2d} \cdot \sqrt{1 - C_{p,id}}$$

$$c_3 = 117,086 \text{ m/s}$$

Zaustavna temperatura na izlazu iz lopatičnog difuzora:

$$T_{03} = T_{2d} \cdot \left(\frac{p_{002}}{p_{2d}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$T_{03} = 366,906 \text{ K}$$

Temperatura na izlazu iz lopatičnog difuzora:

$$T_3 = T_{03} - \frac{c_3^2}{2 \cdot C_2}$$

$$T_3 = 360,085 \text{ K}$$

Gustoća medija na izlazu iz lopatičnog difuzora:

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R \cdot T_3}$$

$$\rho_3 = 1,805 \text{ kg/m}^3$$

Dinamički tlak na izlazu iz lopatičnog difuzora:

$$q_3 = \frac{1}{2} \cdot \rho_3 \cdot c_3^2$$

$$q_3 = 0,1237 \text{ bar}$$

Zaustavni tlak na izlazu iz difuzora:

$$p_{03} = p_3 + q_3$$

$$p_{03} = 1,99 \text{ bar}$$

Zaustavni tlak na izlazu iz turbokompresora uzevši da je gubitak *scroll*-a polovica raspoloživog dinamičkog tlaka q_3 :

$$p'_{03} = p_3 + \frac{1}{2} q_3$$

$$p'_{03} = 1,9286 \text{ bar}$$

Sveukupna iskoristivost kompresora:

$$\eta_c = \frac{c_p \cdot T_{01} \cdot \left(\frac{T_{03ss}}{T_{01}} - 1 \right)}{\Delta w}$$

$$\frac{T_{03ss}}{T_{01}} = \left(\frac{p'_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{1}{3,5}}$$

$$\frac{T_{03ss}}{T_{01}} = 1,2019$$

$$\eta_c = 0,802$$

Izračunati stupanj iskoristivosti se podudara s pretpostavljenim, stoga nije potrebna iteracija.

3.2. Termodinamički i aerodinamički proračun turbine

Radikalna turbina koja se nalazi na istom vratilu kao i turbokompresor, slične je izvedbe. Dimni plinovi nastali izgaranjem u cilindru radikalno nastrujavaju na rotor. Prije rotora oni prolaze kroz tzv. "*scroll*", zatim preko statorskih lopatica koje usmjeravaju struju na rotorske lopatice te nakon rotorskih lopatica dimni plinovi se ispuštaju u atmosferu preko katalizatora. Prolaskom kroz navedene dijelove tlak kontinuirano pada. Na izlazu iz rotora moguća je ugradnja difuzora kojim se može vratiti dio statičkog tlaka. Proces promjena stanja ima paraboličan oblik zbog brojnih gubitaka (trenja, prigušenja, toplinski gubici), da nema navedenih gubitaka proces bi u dijagramu entropija-entalpija imao oblik izentrope. Proračun turbinskog dijela napravljen je prema [6] s time da je poznato zaustavno stanje dimnih plinova na ulazu u turbinu ($p_{04} = 1,6 \text{ bar}$; $T_{04} = 723,15 \text{ K} = 450 \text{ °C}$).

Parametri dimnih plinova:

$$T_{04} = 723,15 \text{ K}$$

$$p_{04} = 1,62 \text{ bar}$$

$$q_{m,dp} = 0,105 \text{ kg/s}$$

$$R_{dp} = 285,3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$c_{p,dp} = 1,084 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

$$\kappa = 1,36$$

$$n = 80622 \text{ o/min}$$

$$\eta_T = 0,86$$

Snaga potrebna za pogon turbine:

$$P_T = \frac{P_K}{\eta_{m,K} \cdot \eta_{m,T}}$$

$$P_T = 8,2954 \text{ kW}$$

pri čemu su $\eta_{m,K} = \eta_{m,T} = 0,95$, te označavaju mehaničke gubitke na turbokompresoru i turbini.

Stvarni specifični rad turbine:

$$\Delta w_T = \frac{P_T}{q_{m,dp}}$$

$$\Delta w_T = 79004,089 \text{ J/kg}$$

Obodna brzina na ulazu u rotor:

$$\sigma_T = \frac{\Delta w_T}{U_4^2} = 0,85$$

$$U_4 = \sqrt{\frac{\Delta w_T}{\sigma_T}}$$

$$U_4 = 304,87 \text{ m/s}$$

pri čemu je $\sigma_T = 0,85$, te označuje koeficijent opterećenja turbinskog stupnja [6]

Obodna brzina na izlazu iz rotora:

$$\rho_T = \frac{c_{\vartheta 6}}{U_4} = 0,32$$

$$c_{\vartheta 6} = \rho_T \cdot U_4$$

$$c_{\vartheta 6} = 97,558 \text{ m/s}$$

pri čemu je $\rho_T = 0,32$, te označuje koeficijent protoka.

Tangencijalna komponenta brzine na ulazu u rotor:

$$c_{\vartheta 4} = \sigma_T \cdot U_4$$

$$c_{\vartheta 4} = 259,139 \text{ m/s}$$

$$\sigma_T = \frac{c_{\vartheta 4}}{U_4} = 0,85$$

Radikalna komponenta brzine na ulazu u rotor:

$$\xi = \frac{c_{r4}}{c_{\vartheta 6}} \approx 1$$

$$c_{r4} = c_{\vartheta 6} = 97,558 \text{ m/s}$$

Apsolutna brzina na ulazu u rotor:

$$c_4 = \sqrt{c_{r4}^2 + c_{\vartheta 4}^2}$$

$$c_4 = 276,895 \text{ m/s}$$

Kut apsolutne brzine na ulazu u rotor:

$$\alpha_4 = \tan^{-1} \frac{c_{\vartheta 4}}{c_{r4}}$$

$$\alpha_4 = 69,37^\circ$$

Kut relativne brzine na ulazu u rotor:

$$\beta_4 = \tan^{-1} \frac{c_{\vartheta 4} - U_4}{c_{r4}}$$

$$\beta_4 = -25,11^\circ$$

Relativna brzina na ulazu u rotor:

$$W_4 = \sqrt{c_{r4}^2 + (c_{\vartheta 4} - U_4)^2}$$

$$W_4 = 107,7448 \text{ m/s}$$

Statička temperatura na ulazu u rotor:

$$T_4 = T_{04} - \frac{c_4^2}{2 \cdot c_{p,dp}}$$

$$T_4 = 687,78 \text{ K}$$

Statički tlak na ulazu u rotor:

$$p_4 = p_{04} \cdot \left(\frac{T_4}{T_{04}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$p_4 = 1,34 \text{ bar}$$

Površina ulaznog presjeka rotora:

$$A_4 = \frac{q_{m,dp} \cdot R_{dp} \cdot T_4}{p_4 \cdot c_{r4}}$$

$$A_4 = 0,00157 \text{ m}^2$$

Polumjer rotora na ulazu:

$$r_4 = \frac{U_4}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$r_4 = 0,0361 \text{ m}$$

Visina lopatica na ulazu u rotor:

$$b_4 = \frac{A_4}{2 \cdot \pi \cdot r_4}$$

$$b_4 = 0,00693 \text{ m}$$

Zaustavna temperatura na izlazu iz rotora:

$$T_{06} = T_{04} - \frac{\Delta w_T}{c_{p,dp}}$$

$$T_{06} = 650,268 \text{ K}$$

Statička temperatura na izlazu iz rotora:

$$T_6 = T_{06} - \frac{c_6^2}{2 \cdot c_{p,dp}}$$

$$T_6 = 645,87 \text{ K}$$

Ukoliko se pretpostavi da je zaustavni tlak na izlazu iz rotora jednak zaustavnom tlaku na izlazu iz difuzora ($101325 \text{ Pa} = 1,013 \text{ bar}$), dakle ako pretpostavimo da u difuzoru nema gubitaka, statički tlak na izlazu iz rotora iznosi:

$$p_6 = p_{06} \cdot \left(\frac{T_6}{T_{06}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$p_6 = 0,987 \text{ bar}$$

Machov broj na izlazu iz rotora:

$$M_6 = \frac{c_{\vartheta 6}}{\sqrt{\kappa \cdot R_{dp} \cdot T_6}}$$

$$M_6 = 0,195$$

Površina izlaznog presjeka rotora:

$$A_6 = \frac{q_{m,dp} \cdot R_{dp} \cdot T_6}{p_6 \cdot c_{\vartheta 6}}$$

$$A_6 = 0,002008 \text{ m}^2$$

Polumjer korijena lopatica na izlazu iz rotora:

$$\frac{r_{6h}}{r_4} \leq 0,78 = 0,3$$

$$r_{6h} = 0,0108 \text{ m}$$

Polumjer vrha lopatice na izlazu iz rotora:

$$r_{6s} = \sqrt{r_{6h}^2 + \frac{A_6}{\pi}}$$

$$r_{6s} = 0,0275 \text{ m}$$

Srednji izlazni polumjer rotora:

$$r_6 = \frac{r_{6h} + r_{6s}}{2}$$

$$r_6 = 0,019 \text{ m}$$

Visina lopatica na izlazu iz rotora:

$$b_6 = r_{6s} - r_{6h}$$

$$b_6 = 0,01667 \text{ m}$$

Odnos ulaznog i izlaznog polumjera rotora:

$$\frac{r_{6s}}{r_4} = 0,7618$$

Broj lopatica na rotoru:

$$N = 12 + 0,03 \cdot [33 - (90 - \alpha_4)]^2$$

$$N = 16,59$$

Obodna brzina na vršnom polumjeru izlaza iz turbine:

$$U_{6s} = n \cdot 2 \cdot r_{6s} \cdot \pi$$

$$U_{6s} = 232,269 \text{ m/s}$$

Kut obodne brzine na vršnom polumjeru izlaza iz turbine:

$$\tan \beta_{6s} = \frac{U_{6s}}{c_{\theta 6}}$$

$$\beta_{6s} = 67,216^\circ$$

Obodna brzina na korijenu lopatica na izlazu iz turbine:

$$U_{6h} = n \cdot 2 \cdot r_{6h} \cdot \pi$$

$$U_{6h} = 91,461 \text{ m/s}$$

Kut obodne brzine na korijenu lopatica na izlazu iz turbine:

$$\tan \beta_{6h} = \frac{U_{6h}}{c_{\theta 6}}$$

$$\beta_{6h} = 43,15^\circ$$

Reaktivnost je iskustveni kriterij, koji prema Balje-u, Linhardt-u i Watanabe-u iznosi :
 $0,45 \leq R \leq 0,65$, te se najčešće definira kao omjer pada statičke entalpije (ili temperature) u rotoru i pada statičke entalpije (ili temperature) u cijelom stupnju:

$$R = \frac{T_4 - T_6}{T_0 - T_6}$$

$$R = 0,542$$

Pri čemu je $T_0 \sim T_{00} = 723,15 \text{ K}$

Debljina lopatica na ulazu u rotor dobiva se po iskustvenoj formuli Aungier-a koja je funkcija aerodinamičkih i konstrukcijskih zahtjeva:

$$t_{b4} = 0,04 \cdot r_4$$

$$t_{b4} = 0,0014 \text{ m}$$

Debljina lopatica na izlazu iz rotora:

$$t_{b6} = 0,02 \cdot r_4$$

$$t_{b6} = 0,00072 \text{ m}$$

Dužina rotora se procjenjuje empirijskim izrazom:

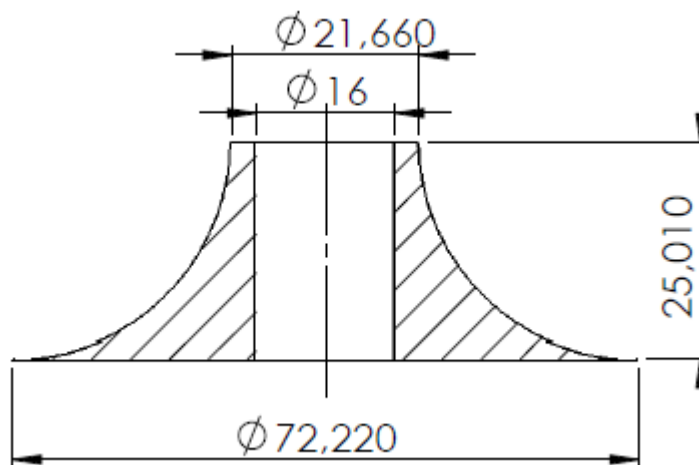
$$\Delta z = 1,5 \cdot (r_{6s} - r_{6h})$$

$$\Delta z = 0,025 \text{ m}$$

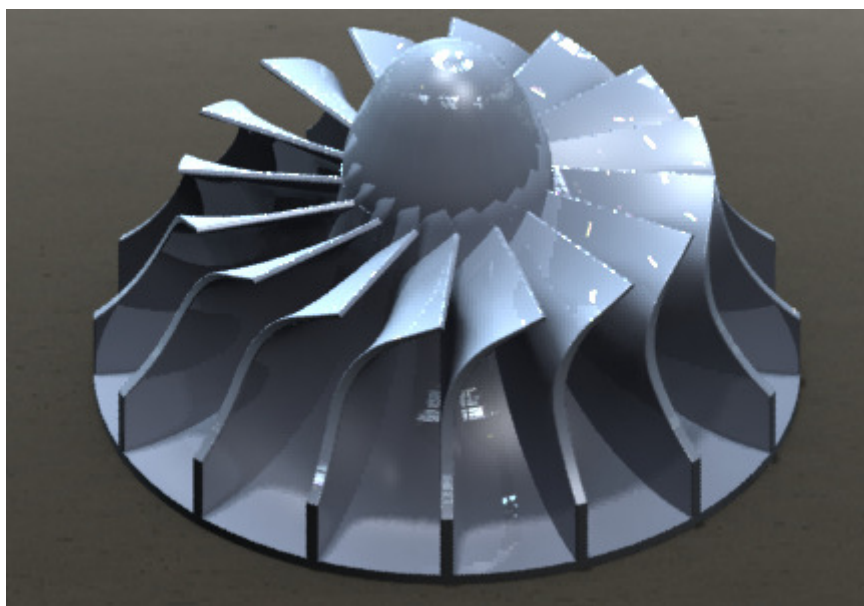
Ovim proračunom se dobivaju geometrijske veličine (Tablica 2.) kojima je moguće konstruirati rotor.

Tablica 2. Dimenzije turbinskog rotora

Veličina	Iznos	Mjerna jedinica
N	16	
r_4	36,11	mm
r_{6s}	27,5	mm
r_{6h}	10,83	mm
r_6	19,17	mm
b_4	6,93	mm
b_6	16,67	mm
β_{6s}	67,21	°
β_{6h}	43,15	°
t_{b4}	1,44	mm
t_{b6}	0,722	mm
Δz	25,017	mm



Slika 4. Osnovne dimenzije rotora dobivene proračunom



Slika 5. Rotor konstruiran u SolidWorks-u

Statorske lopatice konstruiraju se tako da se uzima da je kut apsolutne brzine na ulazu u rotor jednak kutu apsolutne brzine na izlazu iz statora te u odnosu na tangencijalan smjer iznosi $20,6^\circ$. Poznavajući kut α_4 i relaciju:

$$\sin \alpha_4 = \frac{r_{3s} - r_4}{2 \cdot b_4}$$

dobiva se:

$$r_{3s} = 0,04 \text{ m}$$

pri čemu je r_{3s} radijus na kojem završavaju statorske lopatice.

Iz omjera:

$$\frac{r_{2s}}{r_{3s}} = 1,1 \div 1,7$$

gdje je r_{2s} radijus na kojem počinju statorske lopatice, a odabrani omjer $\frac{r_{2s}}{r_{3s}} = 1,4$, dobiva se:

$$r_{2s} = 0,056 \text{ m}$$

Nakon konstruiranja rotora i rotorskih lopatica te statorskih lopatica pri čemu je broj statorskih lopatica 24 može se definirati geometrija kućišta. Detaljniji prikaz ovih elemenata nalazi se u prilogu.

4. NUMERIČKA SIMULACIJA STRUJANJA

Za rješavanje ovoga problema strujanja primjenjuje se numerička metoda koja se sastoji od tri faze:

- Odabir matematičkog modela,
- Diskretizacija matematičkog modela i prostorne domene rješavanja,
- Rješavanje sustava diskretiziranih jednadžbi.

Matematičko modeliranje je zapravo opisivanje fizikalnog sustava odgovarajućim matematičkim modelom. Matematički model može biti izveden u diferencijalnoj (kao što je ovdje slučaj) i varijacijskoj formulaciji. Diferencijalna formulacija je opisana sustavom diferencijalnih jednadžbi u prostoru ili vremenu, a može biti i u prostoru i u vremenu, uključujući odgovarajuće rubne i početne uvjete. Rješenja diferencijalnih jednadžbi aproksimiraju se pomoću pretpostavljenih funkcija i nepoznatih parametara, nakon čega se težinske integralne jednadžbe transformiraju u sustav algebarskih jednadžbi čija su rješenja nepoznati parametri. [7]

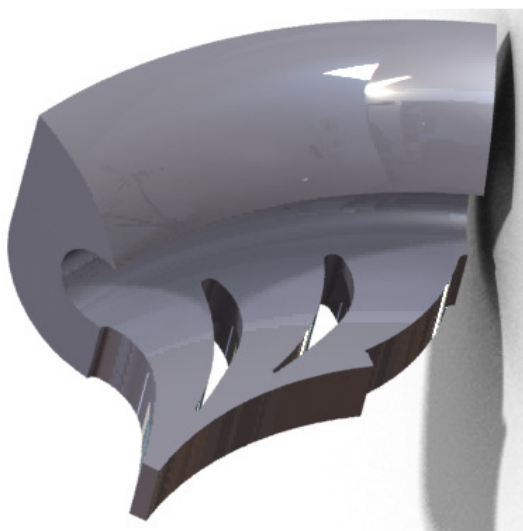
Diskretizacija je postupak kojim se kontinuirani sustav zamjenjuje diskretnim sustavom koji se opisuje s konačnim brojem nepoznatih varijabli. Postoji diskretizacija prostorne domene i diskretizacija jednadžbi. Diskretizacija prostorne domene predstavlja podjelu na konačan broj poddomena (kontrolnih volumena) za koje se izračunavaju nepoznate varijable. Kako bi se izračunale te varijable koristi se diskretizacija jednadžbi gdje se sustav diferencijalnih (parcijalnih ili integralnih) jednadžbi zamjenjuje sustavom algebarskih jednadžbi. Točnost numeričkog rješenja ovisi o veličini intervala mreže, stoga je povoljnije da mreža bude gušća (finija), međutim tada ujedno raste broj jednadžbi i potrebno vrijeme rješavanja.

Numerička simulacija napravljena je u programu "*FLUENT*" koji koristi diskretizaciju metodom konačnih volumena. Diskretizacija se ovdje provodi podjelom razmatrane prostorne domene na poddomene koje se nazivaju konačni ili kontrolni volumeni za koje se postavlja integralna jednadžba. Pritom se integrali po volumenu transformiraju u plošne integrale koji se zamjenjuju približnim vrijednostima. Nakon odgovarajućih transformacija, za svaki kontrolni volumen izvodi se diskretizirana jednadžba pri čemu se nepoznata zavisna varijabla najčešće odnosi na središnju točku (čvor) kontrolnog volumena. Slaganjem diskretiziranih

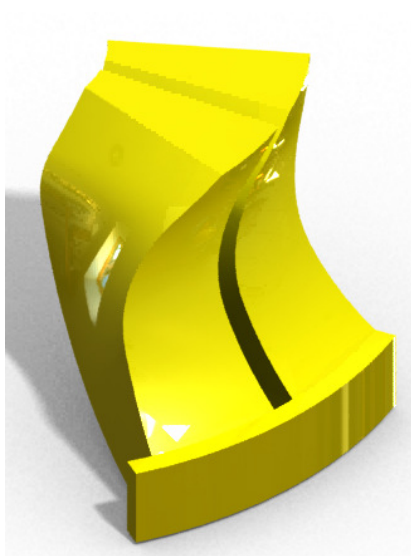
jednadžbi za pojedine kontrolne volumene, izvodi se globalni sustav algebarskih jednadžbi za proračunski model čije su nepoznanice varijable u čvorovima kontrolnih volumena.[7]

4.1. Izrada mreže kontrolnih volumena

Prije postavljanja parametara simulacije u *Fluent*-u potrebno je napraviti konturu geometrije (napravljeno u *SolidWorks*-u) te izraditi mrežu u predprocesoru (napravljeno u *Gambit*-u). Zbog periodičnosti volumena, mreža je izrađena samo za dva rotorska međulopatična kanala i tri statorska kanala. Za izradu mreže potrebno je prvo izraditi geometriju (Slika 6., Slika 7.) koja se kasnije unosi (importira) u *Gambit*.



Slika 6. Strujni dio statora turbine



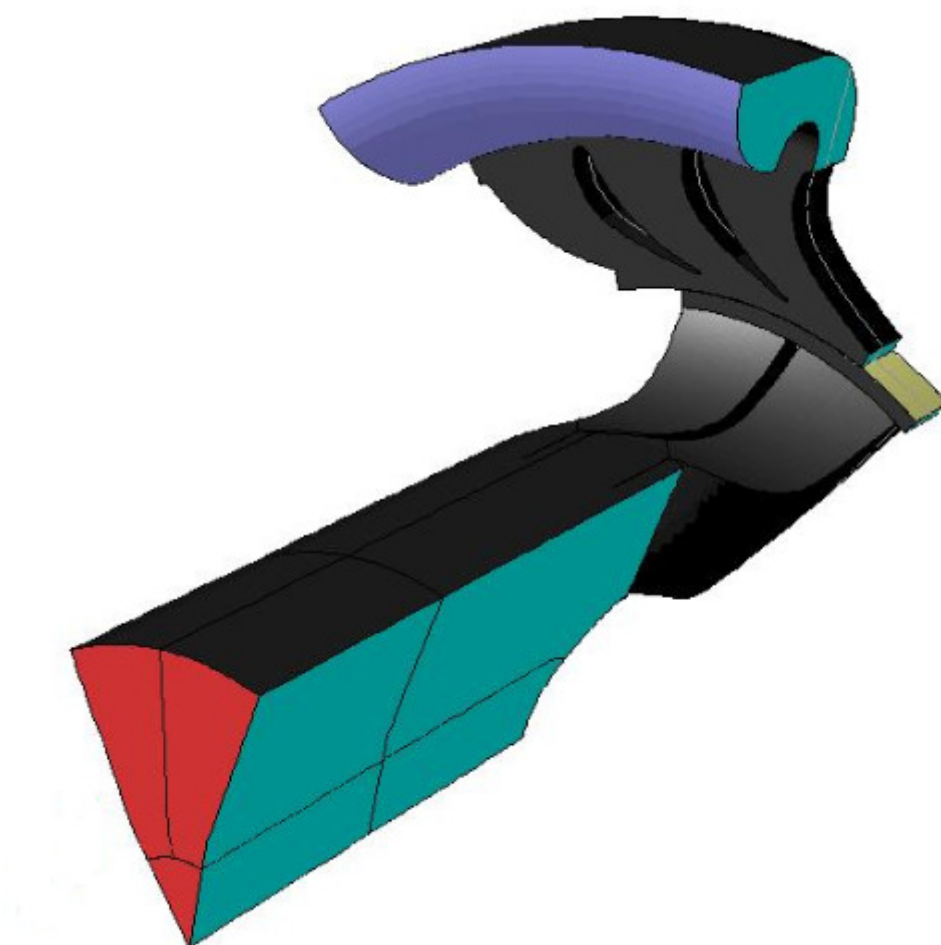
Slika 7. Strujni dio rotora turbine

Nakon importiranja geometrije izrađuje se mreža. Uz stjenke statorskih lopatica gdje se očekuju najveći gradijenti brzine postavlja se gušća mreža i to tako da se premosti granični sloj te izbjegne nepovoljna "buffer" zona $Y^+ > 20$. Volumen statora kroz koji struje dimni plinovi podijeljen je na 4 podvolumena zbog jednostavnosti izrade mreže (Slika 8.).



Slika 8. Podjela volumena statora

Za volumene 2,3 i 4 vrsta mreže je "Hex" (heksaedarski kontrolni volumeni), dok je za volumen 1 tip mreže "Hex-Wedge" (prizmatični kontrolni volumeni). Rubni uvjeti se mogu definirati i u *Gambitu* (Slika 9.) s time da se oni mogu dodatno definirati i promijeniti u *Fluent-u*. Za ulaz u stator definiran je rubni uvjet "Pressure inlet" (ljubičasta boja), izlaz iz statora je definiran kao "Interface" (žuta boja) zbog spajanja sa rotorskim volumenom kako bi se tok dimnih plinova nastavio na rotorske međulopatične kanale. Ostatak volumena definiran je kao "Wall" (čvrsta stjenka, crna boja).



Slika 9. Rubni uvjeti

Rubni uvjet "Pressure inlet" koristi se za definiranje tlaka fluida na ulazu u domenu te se koristi kada je poznat tlak na ulazu. Kod kompresibilnog strujanja zadaje se zaustavni tlak, dok se statički tlak koristi kao inicijalni.

"Wall" rubnim uvjetom se definira čvrsta granica domene. S obzirom da se rotor vrti oko osi koristi se opcija "moving reference frame" kojim se definira rotacija pri čemu se proces strujanja i dalje promatra kao stacionaran.

Isto tako je napravljena mreža za rotor, pri čemu je mreža rotora napravljena s oblikom kontrolnih volumena "Hex". Osim rubnih uvjeta "Interface" i "Wall" na izlazu iz rotora se definira rubni uvjet "Pressure outlet" (crvena boja).

"Pressure outlet" rubni uvjet uvjetuje poznavanje statičkog tlaka na izlazu iz domene.

4.2. Parametri simulacije

Nakon izrade mreže, model se otvara u *Fluent*-u gdje se definira model strujanja i rubni uvjeti.

Pošto se ovdje razmatra kontinuum (svojstva fluida definirana kao srednje vrijednosti kroz volumen kojega promatramo) vrijede osnovni zakoni u mehanici kontinuuma. To su:

- Zakon o održanju mase,
- Zakon o održanju količine gibanja,
- Zakon o očuvanju energije

Zakon o održanju mase govori o tome da masa fluida ne može biti stvorena niti razorena (osim u nuklearnim procesima koji se ne opisuju ovom jednačbom). Masa će rasti ako je protok na ulazu kontrolnog volumena veći od protoka na izlazu iz kontrolnog volumena, a transportna jednačba glasi:

$$\int_S \rho u_j n_j ds = \int_V \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) dV$$

Brzina promjene količine gibanja kontrolnog volumena jednaka je sumi svih sila koje djeluju na kontrolni volumen, te brzini promjene količine gibanja kroz granice kontrolnog volumena. Sile koje djeluju na kontrolni volumen su površinske i masene.

Površinske sile nastaju uslijed djelovanja tlaka na graničnim površinama kontrolnog volumena te uslijed normalnih i smičnih naprezanja koja nastaju uslijed relativnog gibanja susjednih čestica fluida.

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) dV + \int_S (\rho u_i) u_j n_j dS = \int_V \rho f_i dV + \int_S \sigma_{ji} n_j dS$$

Zakon očuvanja energije kaže da će promjena ukupne energije termodinamičkog sustava između dva stanja biti jednaka izmijenjenoj toplini i izmijenjenom radu s okolinom između ta dva stanja (Prvi zakon termodinamike). Pod ukupnom energijom sustava podrazumijeva se suma svih oblika energije koji se tijekom procesa mijenjaju, a transportna jednačba glasi:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t}(\rho e) dV + \int_S (\rho e) u_j n_j dS = \int_V \rho f_i u_i dV + \int_V S dV + \int_S \sigma_{ji} n_j u_i dS - \int_S q_j n_j dS$$

Zbog viskoznosti strujanja i pojave trenja uz stjenke te pojave turbulencija uzet je "RNG k-ε" model turbulencije. Kod ovog modela k označava turbulentnu kinetičku energiju, a ε turbulentnu disipaciju kinetičke energije. Kod ovog modela uključuju se dodatne dvije transportne jednačbe koje se rješavaju nezavisno.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R$$

Gdje su:

- G_k - nastala turbulentna kinetička energija zbog gradijenta brzine
- G_b - nastala kinetička energija zbog postojanja uzgona
- Y_M - doprinos u disipaciji dilatacije zbog kompresibilnosti radnog fluida
- $\alpha_{k,\varepsilon}$ - inverzni Prandtl-ovi brojevi

RNG k-ε model koristi analitičku formulu za određivanje turbulentnog Prandtl-ovog broja.

Za radni fluid uzeta su izračunata svojstva dimnih plinova (Poglavlje 2), te je zbog kompresibilnosti radnog fluida bilo potrebno izračunati toplinsku provodnost dimnih plinova:

$$\lambda_{dp} = 0,039 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

Dinamičku viskoznost:

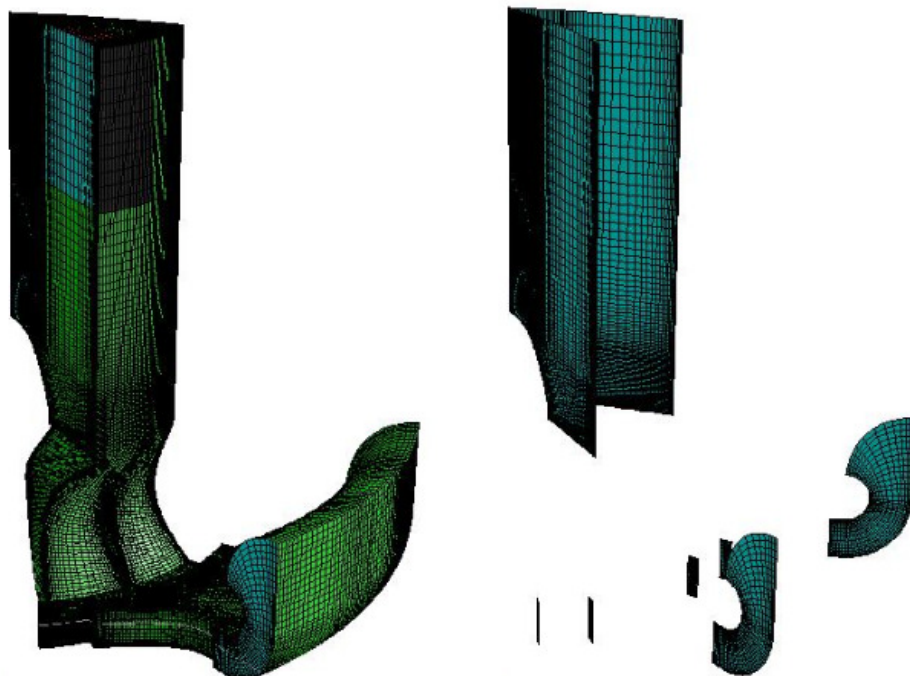
$$\mu_{dp} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$$

Molarnu masu:

$$M_{dp} = 28,956 \text{ kg}/\text{kmol}$$

Površine na slici 10 su definirane kao periodičke granice. Naime, ovo je još jedan rubni uvjet koji se definira u *Fluent*-u. Rubni uvjet "Periodic" (zelena boja, Slika 9.) se koristi kada se

periodički ponavljaju veličine stanja i veličine procesa. Kada se koristi ovaj uvjet potrebno je da su površine koje se definiraju ovim uvjetom jednake u pogledu geometrije i mreže te ih je potrebno prethodno povezati ("link mesh") u *Gambit*-u.



Slika 10. Periodične granice na modelu

Nakon provedene simulacije i nakon što je rješenje konvergiralo, dobiva se kompletna slika strujanja.

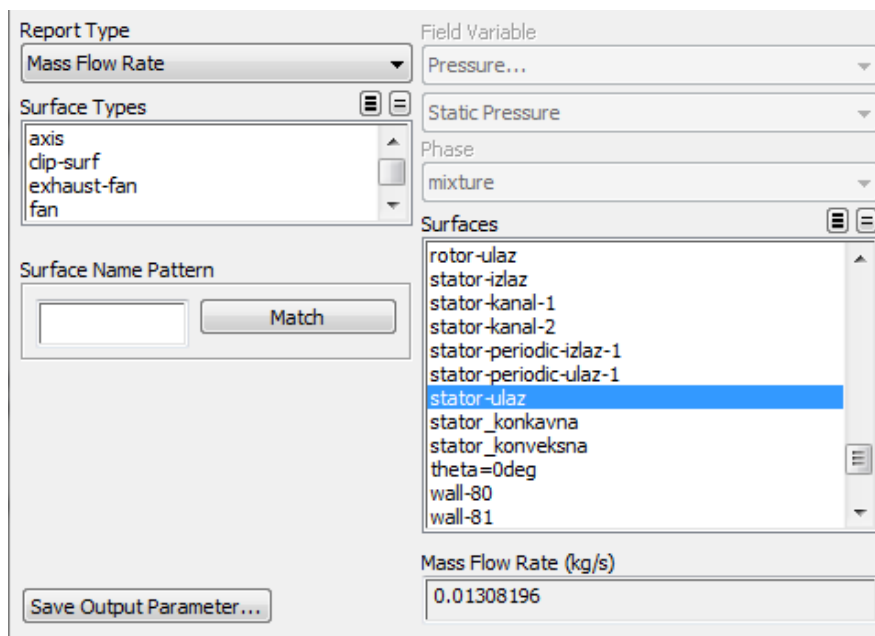
4.3. Rezultati simulacije

Dobiveni rezultati usporedit će se sa rezultatima proračuna, te će se time ujedno prikazati eventualni nedostaci proračuna i odabrane geometrije. Usporedbeni podatci dani su u Tablici 3. gdje su vidljiva određena odstupanja među rezultatima.

Tablica 3. Rezultati proračuna i simulacije

Parametri	Proračun	Simulacija
Maseni protok dimnih plinova, $q_{m,dp}$ [kg/s]	0,105	0,1049
Snaga turbine, P_T [kW]	8,295	7,838
Reaktivnost, R [-]	0,542	0,659
Brzina na izlazu iz statora, c_4 [m/s]	276,895	240,7

Rezultati dobiveni simulacijom biti će prikazani na narednim slikama dobivenim u *Fluent*-u. Dobiveni maseni protok množi se sa 8 kako bi se dobio ukupni protok za cijelu turbinu, isto tako ako se protok dobiven na ulazu u statoru usporedi sa protokom koji napušta turbinu vidi se da su ta dva protoka jednaka što i treba biti jer je time zadovoljena jednačba kontinuiteta.



Slika 11. Maseni protok na ulazu u stator

Snaga turbine se dobiva iz formule:

$$P_T = M \cdot \omega$$

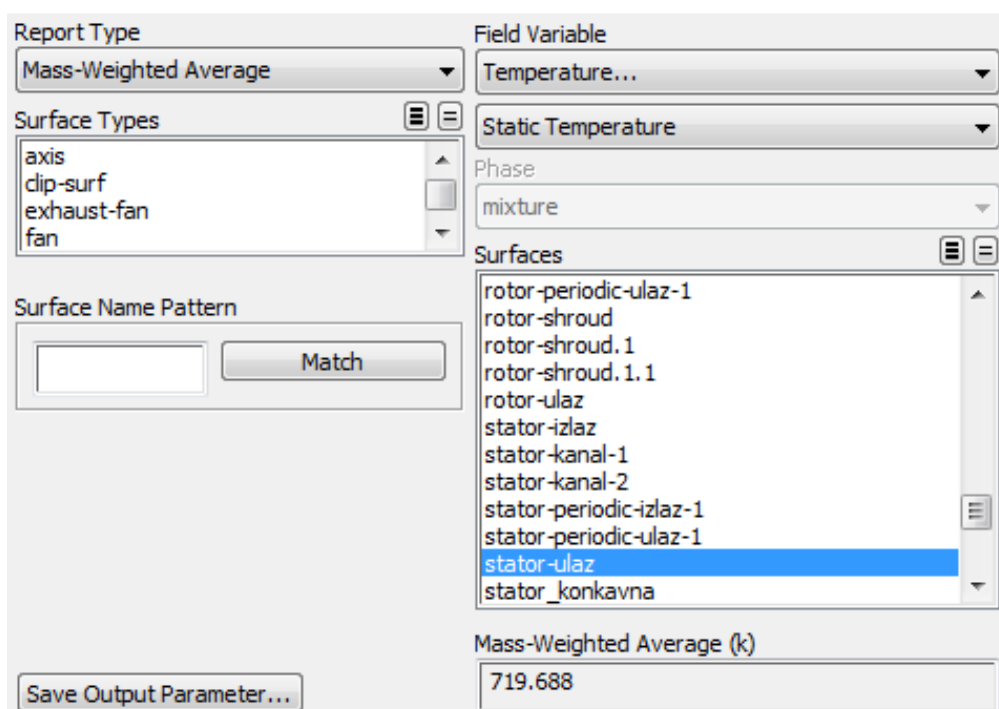
Pri čemu je kutna brzina $\omega = 8447 \text{ rad/s}$, a iznos momenta na rotor se očita iz *Fluent*-a te iznosi $M = 0,116 \text{ Nm}$.

Reaktivnost se dobiva iz relacije:

$$R = \frac{T_4 - T_6}{T_0 - T_6}$$

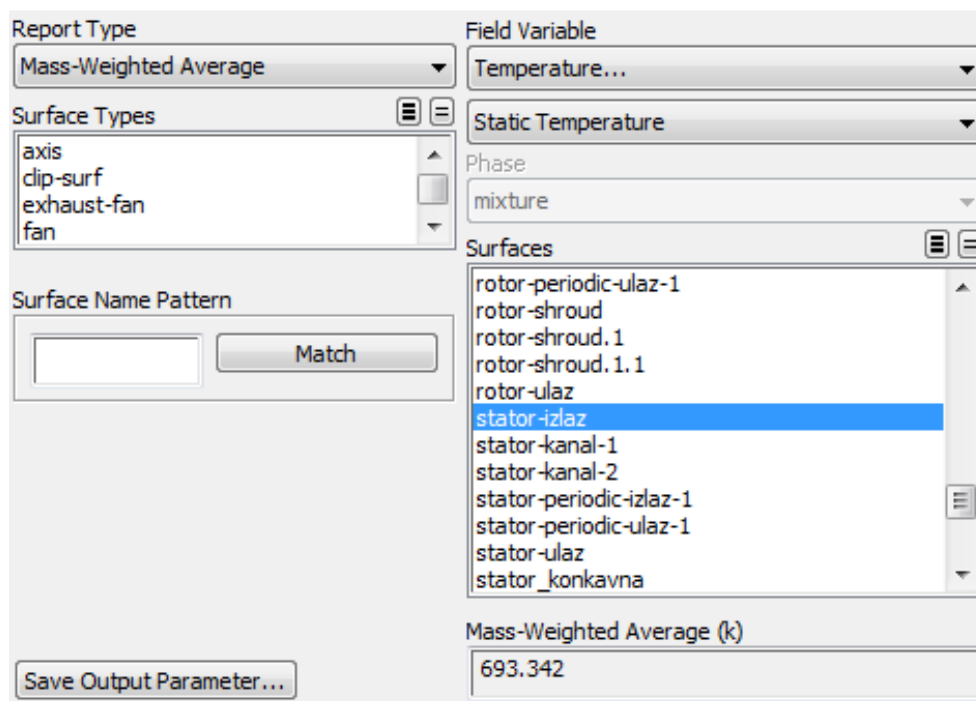
Navedene statičke temperature daju se iščitati iz *Fluent*-a, te iznose:

- Temperatura na ulazu u stator ($T_0 = 719,688 \text{ K}$, Slika 12.)



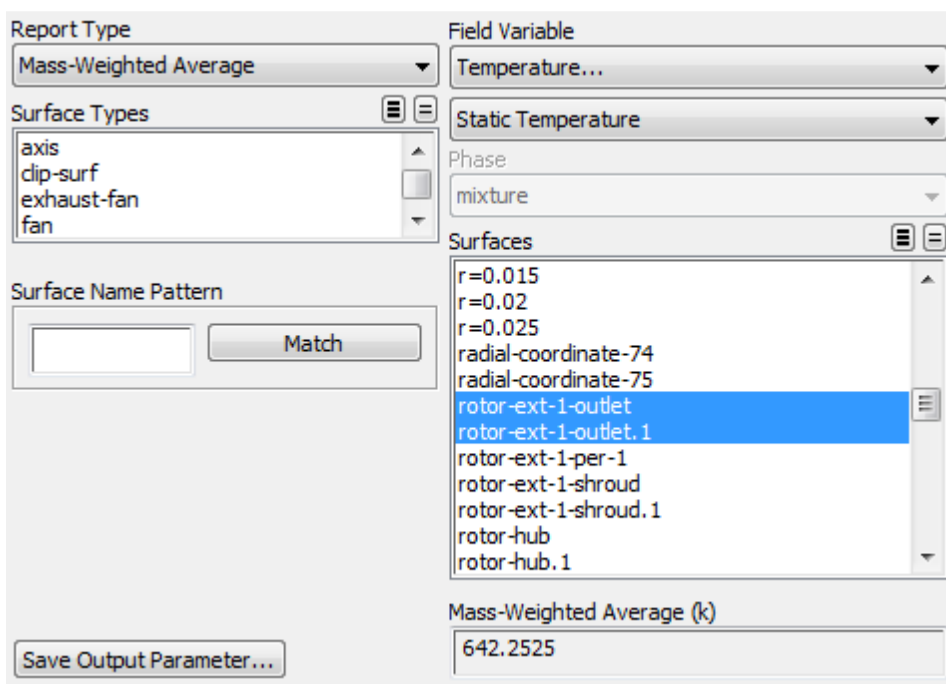
Slika 12. Temperatura na ulazu u stator

- Temperatura na ulazu u rotor odnosno na izlazu iz statora ($T_4 = 693,034 \text{ K}$, Slika 13.)



Slika 13. Temperatura na izlazu iz statora

- Temperatura na izlazu iz rotora ($T_6 = 642,25 \text{ K}$, Slika 14.)

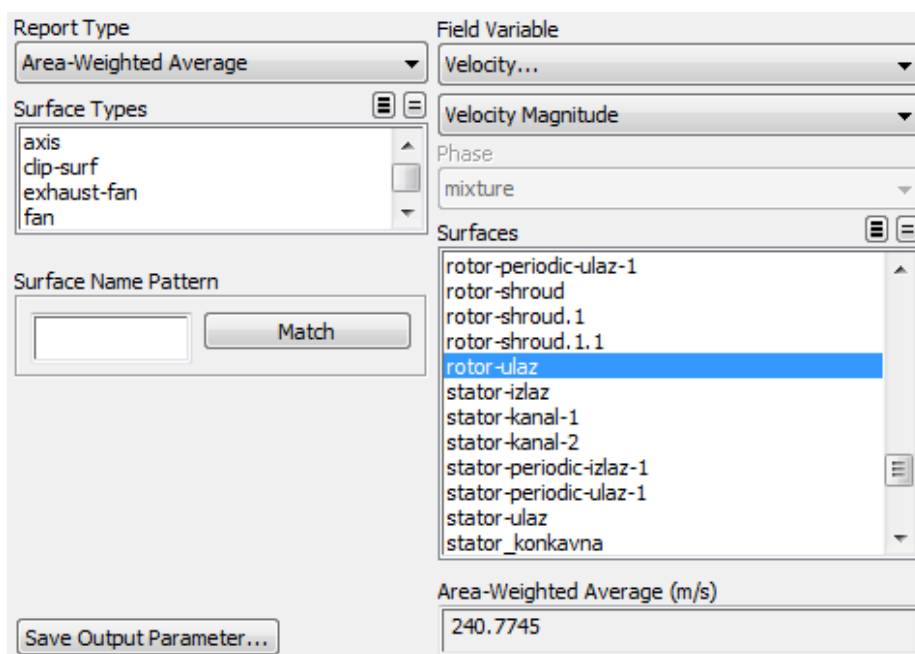


Slika 14. Temperatura na izlazu iz rotora

Iščitavajući temperature iz *Fluent*-a moguće je izračunati reaktivnost te ona iznosi:

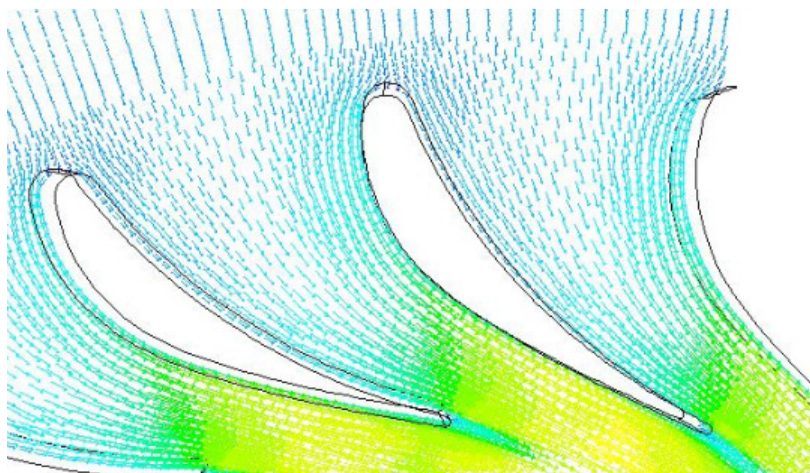
$$R = 0,659$$

Apsolutna brzina koja se iščitava na izlazu iz statora prikazana je Slikom 15.



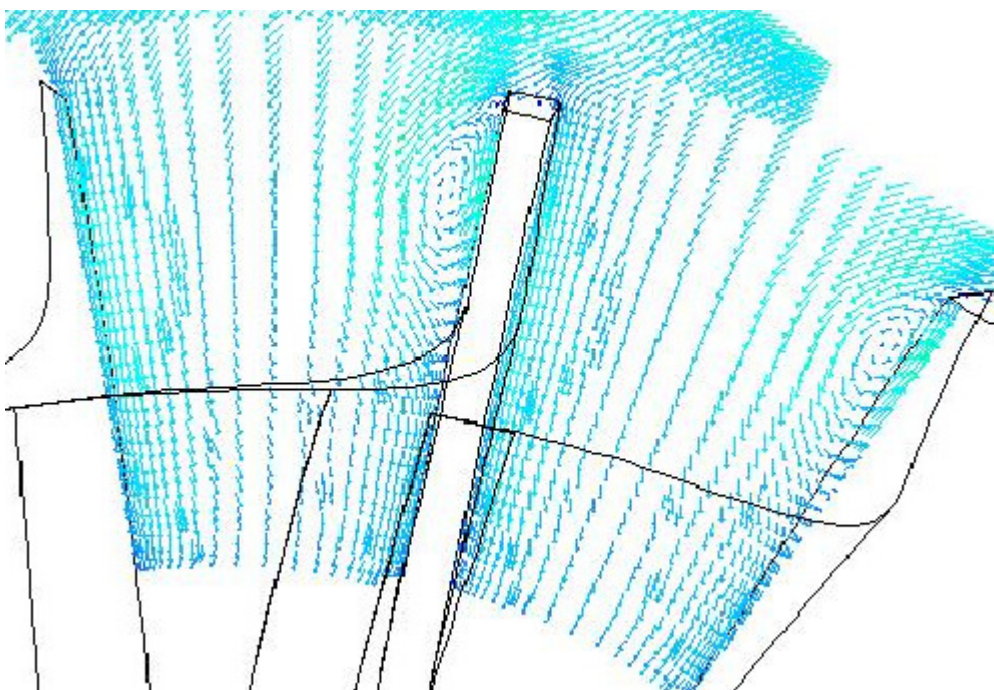
Slika 15. Apsolutna brzina na izlazu iz statora

Ukoliko se područje međulopatičnog prostora na statoru prikaže kao polje vektora apsolutne brzine, može se vidjeti kako struja mijenja svoju brzinu i kako je bez vrtloga usmjerena prema rotoru (Slika 16.).



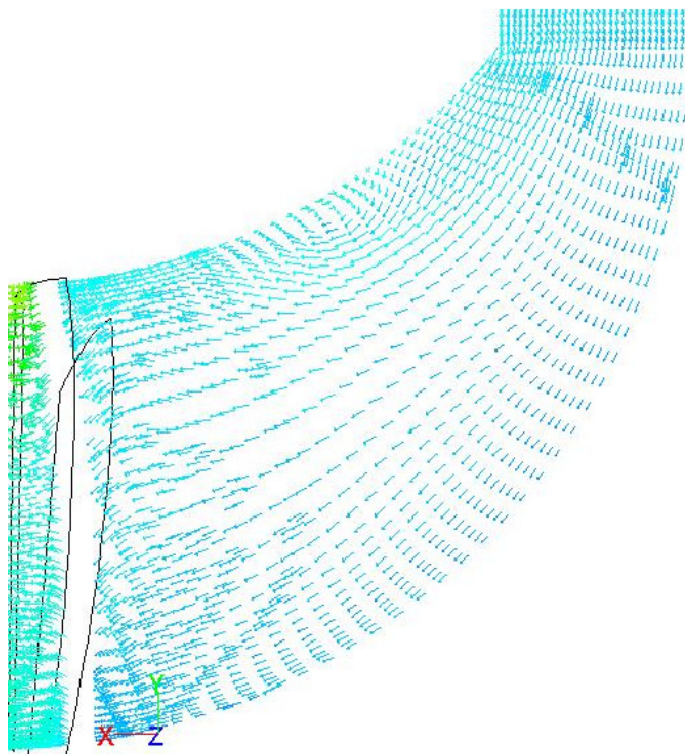
Slika 16. Polje brzine na statoru

Isto tako se može prikazati polje relativne brzine na ulazu u rotor (Slika 17.). Vidljiv je vrtlog na ulaznom bridu rotorske lopatice. Ovaj vrtlog se javlja zbog neusklađenosti kuta relativne brzine sa kutom rotorske lopatice na ulazu.



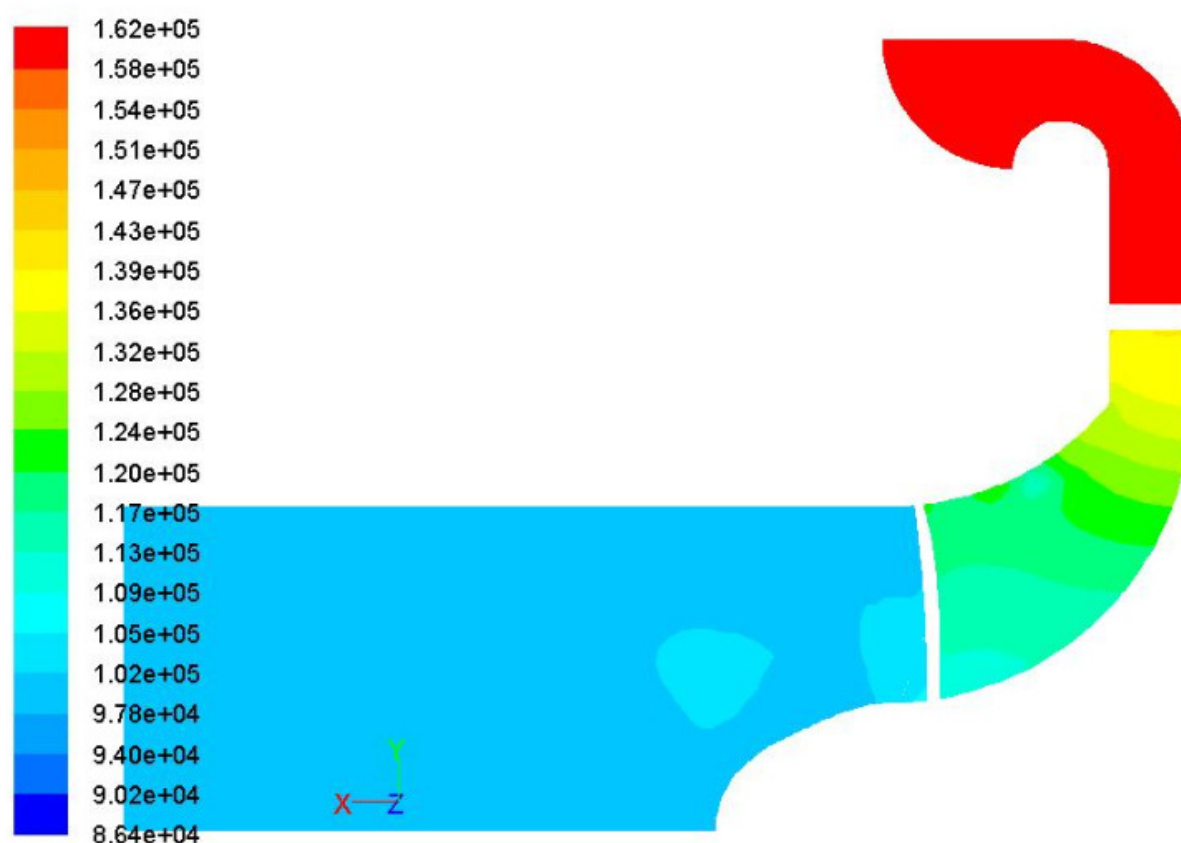
Slika 17. Polje brzine na ulazu u rotor

Također se može uočiti mali vrtlog u meridijalnoj ravnini uz vrh rotorske lopatice (Slika 18.) koji se javljaju zbog oštrog skretanja iz statorskog u rotorski dio. Ovaj vrtlog se može izbjeći preoblikovanjem konture vrha lopatice.



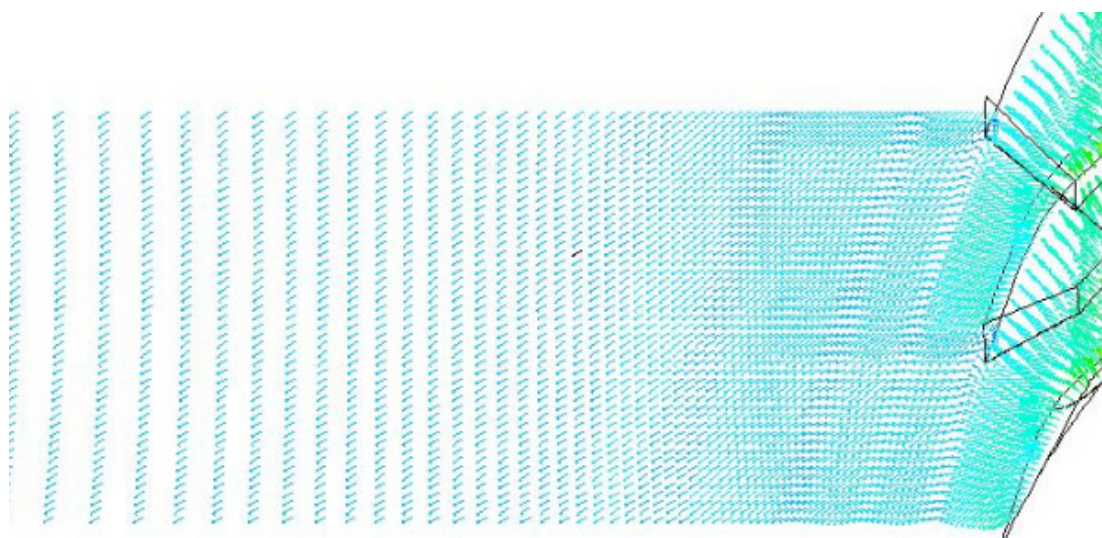
Slika 18. Polje brzine na rotoru

Ukoliko se prikaže polje tlaka (Slika 19.) vidi se ekspanzija dimnih plinova od ulaznog tlak 1,62 bar na ulazu u stator do 1 bar na izlazu iz rotora. Energija dimnih plinova iskorištava se za pokretanje turbine što se očituje kao ekspanzija dimnih plinova kroz turbinu.

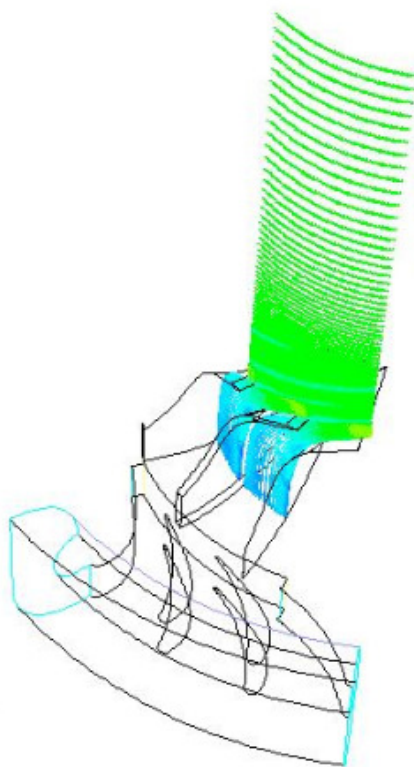


Slika 19. Presjek polja tlaka kroz turbinu

Ukoliko se napravi radijalan presjek kroz rotorski dio na radijusu $r = 0,025 \text{ m}$ (Slika 20, Slika 21) može se uočiti kako apsolutna brzina na izlazu iz rotora ima i značajnu tangencijalnu (vrtložnu) komponentu. Smanjenje tangencijalne komponente brzine na izlazu iz rotora može se ostvariti preoblikovanjem izlaznog brida rotorskih lopatica.



Slika 20. Smjer apsolutne brzine na izlaznom djelu turbine



Slika 21. Radijalni presjek rotora

5. ZAKLJUČAK

U diplomskom radu na temu "Radijalna plinska turbina za prednabijanje diesel motora" proveden je analitički proračun turbokompresora u svrhu dobivanja snage i broja okretaja, te proračun radijalne turbine za pogon turbokompresora. Nakon proračuna osnovnih dimenzija statora i rotora turbine provedena je numerička simulacija strujanja kroz međulopatične kanale. Rezultati simulacije su pokazali određena odstupanja od analitičkog proračuna. Navedena odstupanja nisu velika što će reći da je preliminaran proračun dobro aproksimirao promatrani slučaj. Najveće odstupanje proračuna u odnosu na numeričku simulaciju je za reaktivnost te iznosi 17,75%, međutim dobivena vrijednost i dalje spada u granice normale. Dakle, dobivena reaktivnost je porasla što znači da je porastao pad tlaka na rotoru, a smanjio se pad tlaka na statoru što je realno za očekivati. Zbog manjeg pada tlaka na statoru dobivena je numeričkom simulacijom i manja apsolutna brzina na izlazu iz statora (240,77 m/s naspram brzine dobivene analitički; 276,89 m/s). Iz svega prikazanoga proizlazi da je oblik statora i oblik rotora dobar te bi slijedeći korak u vidu poboljšanja proračuna bilo da se u proračun ulazi s vrijednošću reaktivnosti dobivene numeričkom simulacijom. Snaga turbine, kao jedan od najvažnijih parametara turbine, dobivena numeričkom simulacijom manja je u odnosu na analitički proračunatu zbog drugačije dobivenog stanja dimnih plinova na ulazu u rotor (npr. apsolutna brzina na ulazu u rotor). Numeričkom simulacijom dobivena je kompletna slika strujanja te su uočeni vrtlozi (koji nisu vidljivi u proračunu) koje je potrebno eliminirati. Na osnovi rezultata simulacije moguće je naknadnom korekcijom geometrije statorskih i rotorskih lopatica postići poboljšanje slike strujanja u projektnoj radnoj točki.

6. LITERATURA

- [1] Osnove turbostrojeva, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 2006.
- [2] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D.: Motori s unutarnjim izgaranjem, Zagreb 2012.
- [3] Babin M.: Lamelni kompresor za prednabijanje diesel motora, Zagreb 2009.
- [4] Buntak G.: Turbopuhalo za prednabijanje diesel motora (Diplomski rad), Zagreb 1999
- [5] Dixon S.L., Hall C.A.: Fluid Mechanics and thermodynamics of Turbomachinery, USA 2010.
- [6] Plepelić Š.: Radijalna turbina mlaznog motora (Završni rad), Zagreb 2011.
- [7] Sorić J.: Uvod u numeričke metode u strojarstvu, Zagreb 2009.
- [8] Horvat K.: Centrifugalni komresor (Diplomski rad), Zagreb 2001.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija